

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA APLIKOVANÉ MECHANIKY

Parametrická studie hlavy pákového mechanického vklíněnce

Parametric Study of Lever-Type Mechanical
Stopper

Autor:	Bc. Petr Zondlak
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Pavel Maršálek, Ph.D.

Ostrava 2019

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Zondlak**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika
Téma: **Parametrická studie hlavy pákového mechanického vklíněnce**
Parametric Study of Lever-Type Mechanical Stopper
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Rešerše problematiky
2. Analýza únosnosti
3. Parametrická studie
4. Pevnostní kontrola
5. Zhodnocení a závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

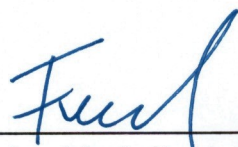
- [1] Maršálek, P.; František, O.; Karásek, T. Pákový mechanický vklíněnc; CZ patent 306178; 2016.
- [2] Jardine, R. Climbing aids; US patent 4184657; 1980.
- [3] ČSN EN 12276; Horolezecká výzbroj: Mechanické vklíněnce; Praha: ČNI; 1999.
- [4] Procházka, V.: Horolezectví; Praha: Olympia; 1990; ISBN 8070330376.
- [5] Frank, T. a kol.: Horolezecká abeceda; Praha: Epoque; 2007; ISBN 978-80-87027-35-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Pavel Maršálek, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



Ing. Martin Fusek, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

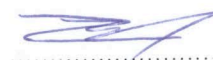
Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu práce Ing. Pavlu Maršálkovi, Ph.D. za odborné vedení, věnovaný čas a cenné rady. Dále bych chtěl poděkovat poděkování mé rodině, přátelům a přítelkyni za jejich velkou podporu během studia.

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20. 5. 2019




.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména § 35 – využití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a využití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně, ke své vnitřní potřebě, diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě 20.5.2019


.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Petr Zondlak

Adresa trvalého pobytu autora práce: Zadní 342, Zlaté Hory

Anotace

ZONDLAK, P. *Parametrická studie hlavy pákového mechanického vklíněnce: diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2019, 71 stran. Vedoucí práce: Maršálek, P.

Tato diplomová práce se zabývá studiem pákového mechanického vklíněnce. Jedná se o nový, v praxi ještě nepoužívaný, aktivní vklíněnc. Cílem této práce je optimalizovat rozměrové a materiálové parametry tohoto vklíněnce tak, aby byl v praxi použitelný a splňoval nároky právních předpisů zabývajících se touto problematikou. Nejprve je provedena optimalizační studie s cílem najít vhodný tvar nosných součástí zkoumaného zařízení. Po nalezení tohoto tvaru byl model podroben topologické optimalizaci za účelem snížení hmotnosti zařízení. Výsledný optimalizovaný model byl otestován pomocí metody konečných prvků.

Anotation

ZONDLAK, P. *Parametric Study of Lever-Type Mechanical Stopper: Master's thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 2019, 71 pages. Head of Thesis: Maršálek, P.

The master's thesis deals with the study of lever type mechanical stopper. It is new, still unused, active stopper. Goal of this work is to optimize dimensional and material parameters of the stopper so that it can be used in practice and would meet the requirements of legal regulations dealing with the given issue. First, an optimization study is performed in order to find suitable shape for supporting components of the device under investigation. After the shape was found, the model has been subjected to topological optimization with the view of decreasing the weight of the device. Final optimized model was tested by the finite element method.

Obsah

Úvod	11
1 Rešerže problematiky	13
1.1 Spring-loaded camming device	13
1.2 Odvození křivky vnější čelisti pro SLCD	16
1.3 Pákový mechanický vklínělec	19
1.3.1 Původní návrh	20
1.3.2 Změna návrhu	22
2 Analýza únosnosti	25
2.1 Stanovení podmínky prokluzu	26
3 Parametrická studie	28
3.1 Řešení silového rozboru	28
3.2 Testování vnějšího tvaru a jeho optimalizace	32
3.3 Topologická optimalizace modelu	38
3.3.1 Topologická optimalizace dolní části čelisti	39
3.3.2 Topologická optimalizace horní části čelisti	42
4 Pevnostní kontrola	45
4.1 Specifikace materiálových parametrů	46
4.2 Výpočet pomocí MKP	48
Závěr	57

Seznam použité literatury	60
Seznam příloh	70
Seznam obrázků	71

Seznam použitých značek

Značení	Popis veličiny	Jednotka
A	Adaptace	[%]
E	Youngův modul pružnosti	[N]
E_t	Tečný modul pružnosti	[Pa]
f	Koeficient tření	[-]
F_A	Síla zatěžující vklínělec	[N]
F_{Amin}	Minimální síla zatěžující vklínělec	[N]
N	Normálová síla	[N]
R_{Ax}	Vodorovná reakční síla v bodě A	[N]
R_{By}	Svislá reakční síla v bodě B	[N]
R_{Bx}	Vodorovná reakční síla v bodě B	[N]
R_{Cx}	Vodorovná reakční síla v bodě C	[N]
R_{Cy}	Svislá reakční síla v bodě C	[N]
R_{Dx}	Reakční síla simulující symetrii	[N]
s	Šířka spáry	[mm]
s_1	Nastavený rozsah vklíněnce	[mm]
s_2	Nastavený rozsah vklíněnce	[mm]
s_{min}	Minimální rozsah vklíněnce	[mm]
s_{max}	Maximální rozsah vklíněnce	[mm]
T	Třecí síla	[N]
V	Výsledná reakční síla	[N]
V_B	Výslednice reakčních sil v bodě B	[N]
V_C	Výslednice reakčních sil v bodě C	[N]

Řecká abeceda

Značení	Popis veličiny	Jednotka
β	Úhel definující míru nesymetrickosti návrhu	[°]
ε_s	Skutečné přetvoření	[%]
μ	Poissonovo číslo	[-]

ξ	Úhel	[°]
σ_{\max}	Nejvyšší napětí	[Pa]
σ_s	Skutečné napětí	[Pa]
σ_y	Mez kluzu materiálu	[Pa]
φ	Úhel uložení vklíněnce mezi stěnami	[°]
ϕ	Třecí úhel	[°]
ψ	Úhel	[°]
ρ	Měrná hmotnost	[kg.m ⁻³]

Úvod

Zdolávání vrcholů je odjakživa spojeno s lidskou přirozeností. Mnoho lidí chce vylézt horu, zdolat skálu či jednoduše být v přírodě, sportovat a užít si výhledy do okolní krajiny. Horolezectví patří v naší společnosti mezi vyhledávané sporty, pořádají se expedice do Himalájí nebo do jiných světových velehor. Tento sport byl však vždy spojen také s velkým nebezpečím. Během moderní historie mnoho horolezců zahynulo v důsledku přecenění svých schopností, náhodě nebo špatnému vybavení. A právě vhodné vybavení je pro horolezce velmi důležité. Horolezci se dříve jistili podomácku vyrobenými jistícími pomůckami. S narůstajícím tempem technického pokroku se na výrobu těchto pomůcek začali výraznou mírou podílet specializované firmy. Dnes je již v každém větším obchodním domě obchod s outdoorovým vybavením.

Horolezci se většinou jistí pomocí jistícího lana, které se karabinou či úvazkem připojí ke skobě. Ta je zpravidla pevně navrtána nebo zatlučena ve skále. Tento princip se označuje jako primární jištění. Horolezec tak musí použít skoby, které ve skále již někdo navrtal nebo musí skálu slanit a navrtat skoby sám.

Pokud z nějakého důvodu není možné skálu osadit skobami, horolezec může využít tzv. sekundární jištění. To je založeno na použití vklíněnců. Nejjednodušší vklíněnce mají tvar obyčejných klínů vyrobených z oceli či duralu. Tento způsob jištění využívá skalních puklin a spár. Horolezec vklíněncem založí do skalní spáry tak, aby z ní vklíněncem nemohl vyklouznout. To vytvoří pevný bod, ke kterému může být připojeno jistící lano.

Vklíněnce se obecně dělí na pasivní a aktivní. Pasivní vklíněnce jsou konstrukčně jednodušší. Svým tvarem zabráňují vyklouznutí ze spáry. Zjednodušeně si je lze představit jako obyčejný klín, zaklíněný mezi dvěma zužujícími se spárami. Jejich nevýhodou je, že se ideálně nepřizpůsobí skalní spáře. Naopak aktivní vklíněnce se skalní spáře svým tvarem přizpůsobí. To je většinou zajištěno mechanismem. Jejich použití také není omezeno pouze na sbíhající se spáry.

V první části této práce je vypracována řešerše problematiky, kde je popsán princip fungování dnes nejpoužívanějšího vklíněnce (Spring Loaded Camming Device). Dále je představen pákový mechanický vklíněnc s odkazem na práce, které se touto problematikou zabývaly.

V následující části byla vypracována studie únosnosti pákového mechanického vklíněnce. Úkolem bylo stanovit základní podmínku pro to, aby vklíněnce po zatížení nevyklouzl ze skalní spáry. Tento předpoklad byl pak použit pro parametrickou studii. Účelem parametrické studie bylo optimalizovat tvar vklíněnce a jeho materiálové parametry tak, aby splňoval stanovenou podmínku prokluzu. Nejprve byly odvozeny vztahy, které definovaly geometrické parametry vklíněnce. To byl základ pro optimalizační úlohu pomocí metody konečných prvků. V této části je také provedena topologická optimalizace, jejímž cílem bylo najít vhodný poměr hmotností a pevností použitých součástí.

V závěrečné části této práce je provedena pevnostní kontrola optimalizovaného vklíněnce pomocí metody konečných prvků. Je provedena v souladu s právními předpisy. Byla také provedena pevnostní kontrola vklíněnce, který byl zatížen i vysoce nad rámec těchto předpisů.

1 Rešerže problematiky

Jak již bylo zmíněno, existuje velké množství vklíněnců. Pro horolezce je velmi důležité, aby byl vklíněncem co nejlehčí a přitom dokázal vytvořit bezpečný jistící bod v různých typech skalních spár. V této práci jsou uvažovány spáry tvořené dvěma rovnoběžnými stěnami. Vzdálenost mezi nimi je označována jako s .

Pro posuzování rozsahu vklíněnců, tedy možnosti je použít pro různé vzdálenosti s , se používá dle [1] adaptace (A) [%]. Ta je definována následovně jako :

$$A = \frac{2 \cdot (s_{max} - s_{min})}{s_{max} + s_{min}} \cdot 100 \quad (1)$$

kde s_{max} je maximální nastavitelný rozměr vklíněnce

a

s_{min} je minimální nastavitelný rozměr vklíněnce.

V dnešní době mají horolezci v oblibě při výstupu kombinovat jak aktivní, tak pasivní vklíněnce. Tato práce se však zabývá pouze aktivními vklíněnci. Pasivní vklíněnce jsou dnes již dobře ozkoušené a optimalizované.

1.1 Spring-loaded camming device

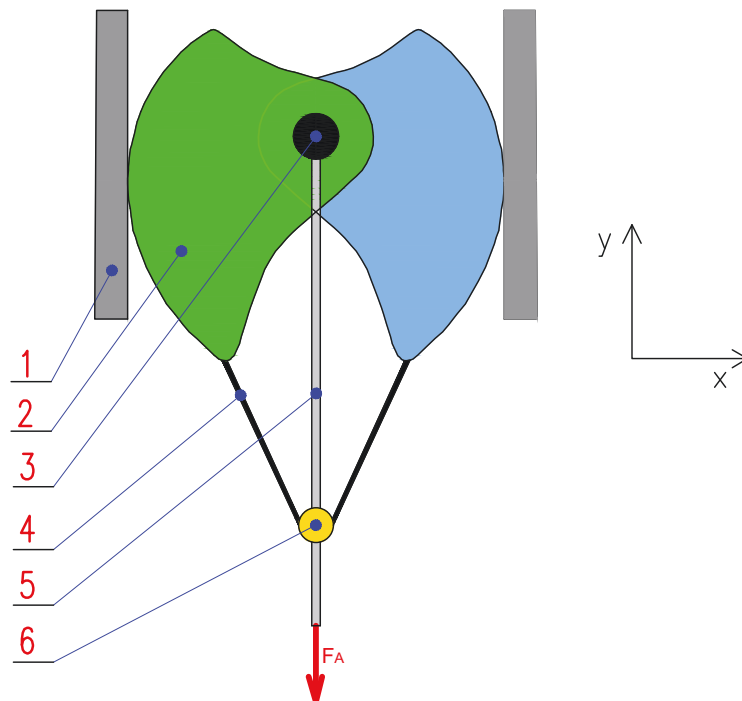
Spring loaded camming device (SLCD) je dnes nejvíce používaný aktivní vklíněncem. Jeho hlavními výhodami jsou velká nosnost a velká adaptace. Tento typ vklíněnce patentoval slavný horolezec Raymond Jardin v roce 1980. [2]

SLCD a princip jeho založení jsou zobrazeny na obrázku 1. Na levé straně obrázku je ukázán vklíněncem před založením. Aby lezec vklíněncem správně založil, musí prsty zatáhnout za plastové táhlo, čímž vklíněncem zmenší svůj rozsah. Poté se SLCD vloží do skalní spáry. Mezi čelistmi jsou umístěny zkrutné pružiny (levý roh obrázku 1). Ty slouží k tomu, aby se po puštění plastového táhla čelisti adaptovaly ke stěnám skalní pukliny. V pravém dolním rohu obrázku 1 je správně uložený vklíněncem.



Obrázek 1: Založení SLCD

Na obrázku 2 je zobrazeno schéma SLCD uloženého mezi dvěma stěnami (Poz. 1). Skládá se ze čtyř čelistí (Poz. 2), nosného čepu (Poz. 3), nosného ocelového lana (Poz. 5) a mechanismu pro manipulaci. Ten se skládá z plastového táhla (Poz. 6) a ocelových lanek (Poz. 4). Čelisti a nosný čep tvoří hlavu vklíněnce. Čelisti jsou většinou vyrobeny z vysokopevnostních slitin hliníku. Zmíněný materiál se využívá zejména z důvodu nízké měrné hmotnosti v kombinaci s vhodnými pevnostními parametry. Nejvíce namáhanou součástí je nosný čep, který je zpravidla vyroben z vysokopevnostní oceli.

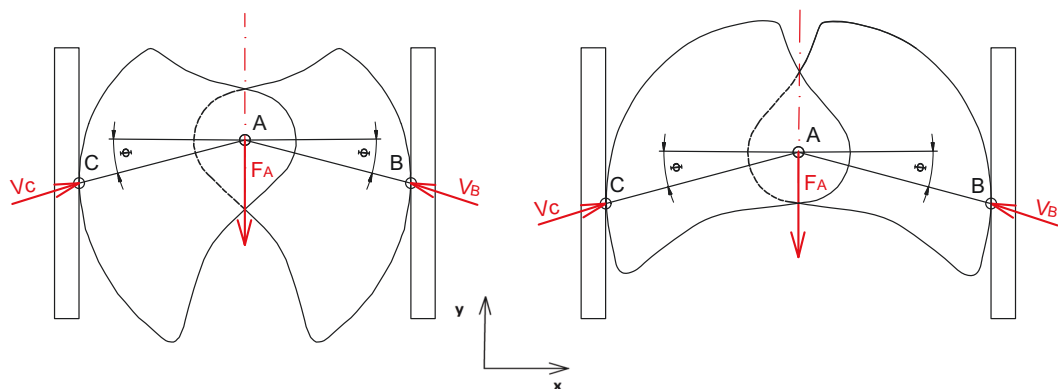


Obrázek 2: Pohled zepředu na uložený SLCD

Na obrázku 2 je vklíněncem zatížen silou F_A , která nahrazuje silové působení při pádu horolezce. Maximální síla, po jejímž působení správně uložený vklíněncem setrvá ve skále, dosahuje u tohoto typu vklíněnce hodnot až 14 000 N. [3]

Vklíněncem setrvává ve skále díky reakčním silám, které vznikají v důsledku působení síly F_A a tření mezi čelistmi a skalní stěnou v místě jejich kontaktu. Aby byl těmito silami vklíněncem rovnoměrně zatížen při jeho různém uložení musí být velikost a směr působení těchto sil co nejvíce podobné. Tvar čelistí zajišťuje jeho rovnoměrné zatížení.

Na obrázku 3 jsou znázorněny dvě pozice uložení vklíněnce. Pokud je vklíněncem zatěžován silou F_A , v bodech B a C vzniknou stejně velké výslednice reakčních sil V_B a V_C . Tyto síly jsou vůči souřadnicové ose x pod stejným třecím úhlem Φ . Tvar vnější křivky čelistí lze matematicky odvodit. Toto odvození je provedeno v následující kapitole.

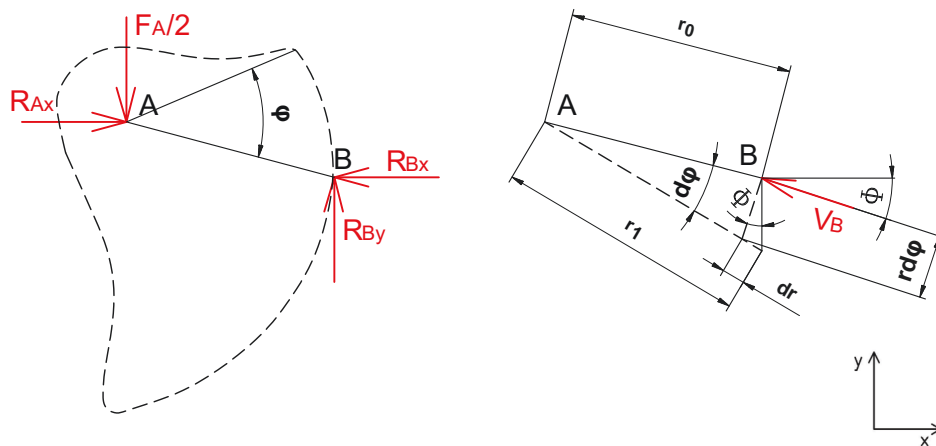


Obrázek 3: Konstantní třecí úhel Φ pro jiné uložení

1.2 Odvození křivky vnější čelisti pro SLCD

Na obrázku 4 lze vidět polovinu hlavy SLCD. V bodě A je místo, kde v realitě bude připevněno nosné lano. Bod B znázorňuje místo styku hlavy vklíněnce se skalou. Hlava vklíněnce je zjednodušena na staticky určitý nosník, který je pootočen vůči souřadné ose x o úhel Φ .

Toto zjednodušení bylo použito pro sledování vlivů základních sil na vklíněnc. V bodě A působí síla F_A . Síla R_{Ax} simuluje symetrii a má směr normály k ose symetrie. Síla R_{By} odpovídá třecí síle a síla R_{Bx} představuje normálovou sílu. Výslednicí sil R_{By} a R_{Bx} je síla V_B , která působí ve směru osy pootočeného nosníku. Úhel φ je úhel, který definuje uložení vklíněnce mezi rovnoběžnými stěnami. Čím vyšší má hodnotu, tím jsou stěny dále od sebe. Úhel Φ by měl mít ideálně stejnou, předem danou hodnotu (u SLCD se pohybuje kolem 14°). Není tedy také závislý na pootočení nosníku (na úhlu φ).



Obrázek 4: Odvození tvaru vnější čelisti

Aby síla V_B byla stejně velká a pod stejným úhlem Φ i při změně úhlu φ musí (za předpokladu rovnoběžných stěn) platit :

$$\tan(\Phi) = \frac{dr}{r_0 \cdot d\varphi} \quad (2)$$

Tato rovnice je upravena na lineární separovanou rovnici :

$$\tan(\Phi) \cdot d\varphi = \frac{dr}{r_0} \quad (3)$$

Rovnice může být integrována. Pro sledování vztahu mezi délkou ramene r a úhlem natočení φ musí být vhodně zvoleny integrační meze. Meze pro integrál na levé straně jsou $\langle 0, \varphi \rangle$. Pro integrál na pravé straně jsou meze $\langle r_0, r \rangle$ a tedy platí :

$$\int_0^\varphi \tan(\Phi) \cdot d\varphi = \int_{r_0}^r \frac{dr}{r_0} \quad (4)$$

Po integraci a úpravách lze tuto rovnici napsat jako :

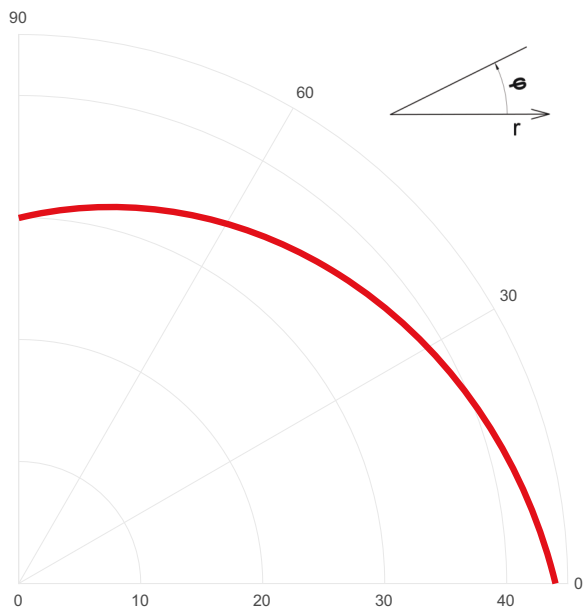
$$\tan(\Phi) \cdot \varphi = \frac{\ln r}{\ln r_0} \quad (5)$$

Předchozí rovnici lze po úpravách a odlogaritmování vyjádřit jako :

$$r = e^{\tan(\Phi) \cdot \varphi} \cdot r_0 \quad (6)$$

kde $\tan(\Phi)$ je koeficient tření (dále značen jako f).

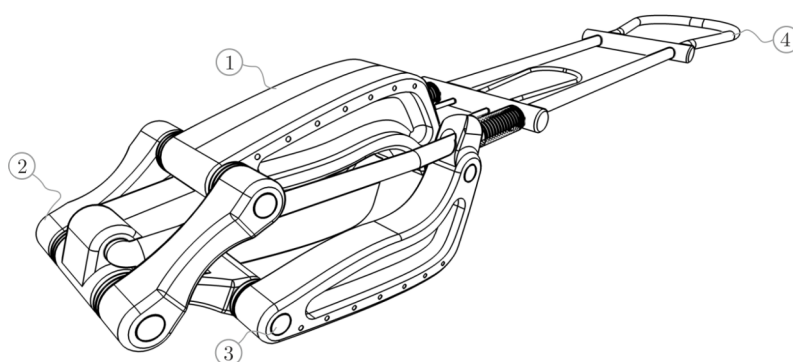
Tato rovnice definuje logaritmickou spirálu. [4] Koeficient tření f je dán úhlem Φ , který svírají výslednice sil (R_{By} R_{Bx}) se souřadnou osou x . Při změně úhlu φ , tedy pro jiné uložení vklíněnce, lze dopočítat pozici ideálního místa kontaktu. V programu MATLAB byl vytvořen jednoduchý skript, který dopočítával parametry vnější křivky. Výsledná křivka je zobrazena na obrázku 5. Byly zvoleny počáteční parametry $r_0 = 44$ mm a $f = 0,245$, které odpovídají SLCD vklíněnci znázorněném na obrázku 1.



Obrázek 5: Výsledná vnější křivka pro čelist SLCD

1.3 Pákový mechanický vklínělec

Tento vklínělec byl vyvinut na VŠB - Technické univerzitě Ostrava. Jedná se o aktivní vklínělec vycházející z principu SLCD. Na obrázku 6 je ukázka jeho modelu. Hlava tohoto vklíněnce se skládá ze třech čelistí (Poz. 1), třech táhel (Poz. 2) a čtyřech čepů (Poz. 3), které součásti spojují. Táhlo a čelist umístěné uvnitř hlavy vklíněnce jsou dvakrát širší než zbylé dvě. Účelem bylo vytvořit model, kde budou reakční síly v místech kontaktů čelistí se skalou co nejlépe rozloženy. Na obrázku je také znázorněn mechanismus pro manipulaci s vklíněncem, který zajišťuje jeho funkčnost (Poz. 4).



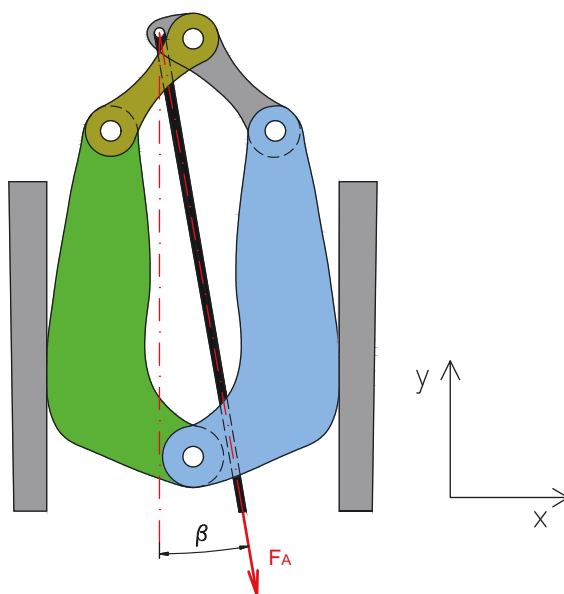
Obrázek 6: Model pákového mechanického vklíněnce [5]

Výše zmíněný vklínělec byl roku 2016 patentován. V tomto patentu jsou uvedeny různé konstrukční provedení. Problematikou dvou z těchto provedení se zabývali postupně dvě akademické práce. V následujících dvou kapitolách budou výsledky těchto prací popsány a uvedeny jejich výhody a nevýhody.

1.3.1 Původní návrh

Náčrt původní návrhu pákového mechanického vklíněnce je zobrazen na obrázku 7. Nevýhodou uvedeného návrhu je nesymetrické vedení lana. To zapříčiní, že reakční síly vznikající v kontaktu mezi jednotlivými čelistmi a stěnami nebudou mít stejný směr a ani velikost. V praxi by to znamenalo nestabilitu uloženého vklíněnce, který by pak byl náchylnější k vysmeknutí. Úhel β definuje míru nesymetrie návrhu mechanismu. Velikost úhlu je úměrná natočení táhel. [6]

Další nevýhodou je nutnost vyvrtání otvoru v čelisti pro vedení nosného ocelového lana. To způsobí zvýšení koncentrace napětí v okolí této díry a oslabení čelisti. Pro čelisti a táhla byl zvolen materiál ČSN 42 4254 (vysokopevnostní hliníková slitina). Pro čepy byla uvažována nástrojová ocel ČSN 11 373. V tabulce 1 jsou uvedeny parametry výše zmíněných materiálů.



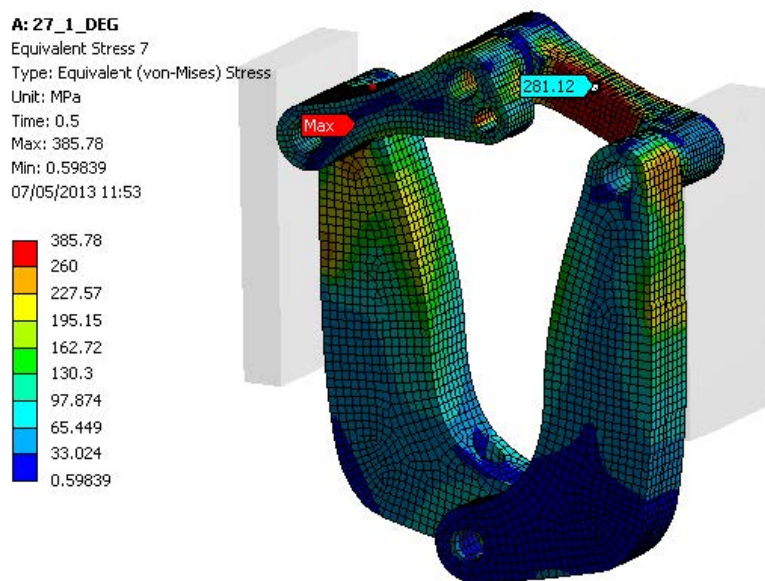
Obrázek 7: Původní návrh

SOUČÁSTI	MATERIÁL	σ_y [MPa]	ρ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	μ [-]	E [MPa]
ČELISTI, TÁHLA	ČSN 42 4254	260	2 820	0,33	72 500
ČEPY	ČSN 11 373	635	7 850	0,3	215 700

Tabulka 1: Materiálové parametry původního návrhu

Vytvořený konstrukční návrh byl zkontrolován pomocí metody konečných prvků. Pro simulaci byl vytvořen konečnoprvkový model založené hlavy vklíněnce. Hlava byla zatížena silou o velikosti 5 000 N. Toto zatížení předepisuje norma EN 12276:1998, která se zabývá testováním horolezeckého jistícího vybavení. Zmíněnou normou se zabývá následující kapitola.

Na obrázku 8 je znázorněno výsledné redukované napětí dle hypotézy HMM pro hlavu vklíněnce bez čepů. Hodnota maximálního napětí přesahovala mez kluzu v táhlech. Bylo také sledováno napětí v čepích. Maximální napětí dosahovalo téměř dvojnásobné hodnoty meze kluzu materiálu čepů. [5], [6]

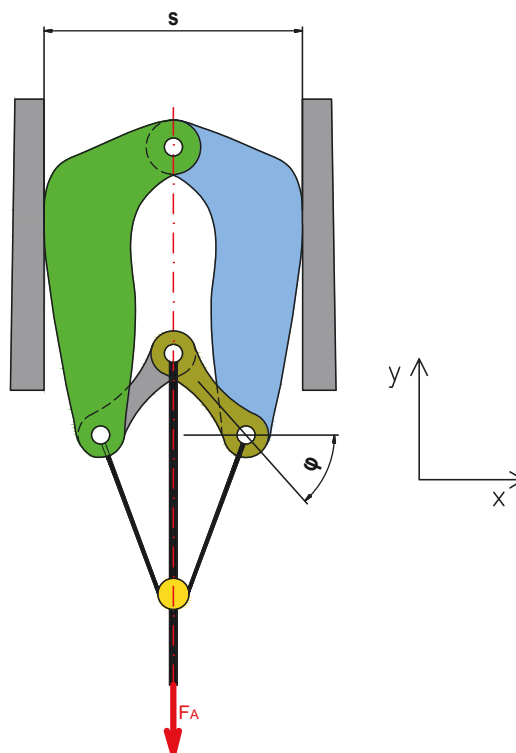


Obrázek 8: Ekvivalentní redukované napětí pro původní návrh [6]

Byly také vytvořeny prototypy, které byly otestovány na trhačím stroji dle normy EN 12276:1998. Při tahové zkoušce bylo zjištěno, že vklíněnci vyhovuje této normě - zůstal zaklíněn mezi čelistmi. U čepů se však vyskytovala výrazná plastická deformace a mechanismus ztratil svoji funkčnost.

1.3.2 Změna návrhu

Z výše zmíněných důvodů byl předchozí návrh přepracován. Táhlá byla umístěna mezi čelisti (obrázek 9). Takto byly odstraněny potíže s nesymetrickým rozložením sil. Výhodou také je, že obrácením táhel je vklíněncem možné použít i v mělkých skalních puklinách. Nosné ocelové lano je v přepracovaném návrhu připojeno zvnějšku vklíněnce. To znamená, že pro správnou funkčnost nemusí být vyvrtána díra v čelistech.



Obrázek 9: Přepracovaný pákový mechanický vklíněnc

Úhel φ definuje pozici vklíněnce uloženého v horizontálních stěnách a má tedy přímou souvislost s šířkou spáry s . Velikost šířky spáry závisí na geometrii čelistí a táhel. Pro tuto konfiguraci je vztah těchto dvou veličin popsán v tabulce 2.

ÚHEL φ [deg]	15°	30°	45°	60°	75°
ŠÍŘKA SPÁRY s [mm]	52.6	49.4	46.2	43.8	41.2

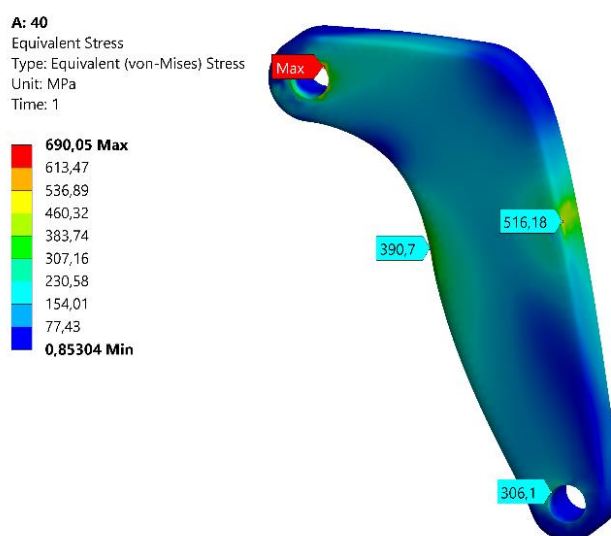
Tabulka 2: Vztah mezi úhlem natočení φ a šířkou spáry s [1]

Také byly změněny materiálové parametry čelistí, táhel a čepů. Z důvodu snížení hmotnosti byly zvoleny materiály s vyšší mezí kluzu a zároveň s nízkou měrnou hmotností. Tak se vytvořil prostor pro různé odlehčení nosných součástí. Jelikož se v čepích objevovala výrazná plastická deformace, byla pro čepy zvolena ocel ČSN 16 341. V tabulce 3 jsou uvedeny materiálové parametry pro jednotlivé materiály. Pro čelisti a táhla byla zvolena hliníková slitina ČSN 2126.

SOUČÁST	MATERIÁL	σ_y [MPa]	ρ [kg·m ⁻³]	μ [-]	E [MPa]
ČELISTI, TÁHLA	ČSN 2126	460	2 820	0,33	72 700
ČEPY	ČSN 16 341	7 870	1 422	0,3	210 000

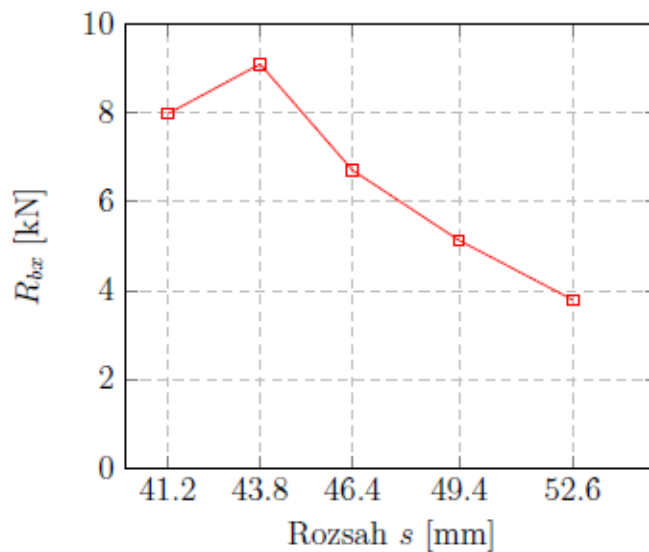
Tabulka 3: Materiálové parametry po přepracování [1]

Tento návrh byl znovu otestován pomocí konečnoprvkových simulací. Změna materiálů dovolila odlehčení všech součástí a zároveň zabránila plastické deformace v hlavě vklíněnce i čepích. Na obrázku 10 je zobrazeno výsledné redukované napětí pro jednu z čelistí. Výsledné maximální napětí nepřesahuje mez kluzu ve většině objemu čelisti. V místě pro umístění horního čepu lze předpokládat plastickou deformaci vlivem otláčení tohoto čepu.



Obrázek 10: Redukované napětí HMH po přepracování

Po změně geometrie nastal problém v nerovnoměrném rozložení kontaktních sil při různém natočení táhel. Hodnota reakční síly se snižovala se snižujícím se úhlem natočení φ . Na obrázku 11 je vykreslen graf reakčních sil v závislosti na šířce skalní spáry.



Obrázek 11: Reakční síly před optimalizací

V dalších kapitolách bude tento problém popsán a navrhnut nový tvar vnější křivky. Dále budou nalezeny vhodné tvarové parametry tak, aby vklíněnec splňoval co nejlépe nároky na pevnost a nízkou hmotnost. Výsledný model bude otestován dle normy EN 12276:1998. Cílem následujících kapitol tedy je :

1. stanovit podmínku prokluzu,
2. optimalizovat vnější křivku čelistí,
3. provést topologickou optimalizaci čelistí,
4. provést celkovou pevnostní kontrolu pomocí metody konečných prvků.

2 Analýza únosnosti

V této kapitole jsou uvedeny základní podmínky, které předepisuje norma EN 12276:1998 a na jejich základě je stanovena silová podmínka, kterou by výsledný vklíněncem měl splňovat. Odvození této podmínky využívá určitých zjednodušení, která v reálném použití nemusí být splněna. Toto odvození je vždy provedeno s ohledem na bezpečnost. Vklíněncem by tak měl být plně funkční i za zhoršených podmínek (snížená přilnavost vlivem vlhkého povrchu skalních stěn).

Norma EN 12276:1998 udává, jak musí být jednotlivé typy vklíněnců testovány před jejich uvedením na trh. V případě aktivních vklíněnců musí vklíněncem setrvat v testovacím zařízení i po působení statické osově síly $F_{Amin} = 5\,000\text{ N}$. [7]

Testovací zařízení se skládá ze dvou svislých ocelových stěn o předepsané struktuře povrchu a mechanismu pro nastavení vzdálenosti mezi nimi. Vklíněncem musí být testován ve dvou polohách. Norma tyto polohy definuje rovnicemi :

$$s_1 = s_{min} + \frac{3 \cdot (s_{max} - s_{min})}{4} \quad (7)$$

a

$$s_2 = s_{min} + \frac{s_{max} - s_{min}}{4} \quad (8)$$

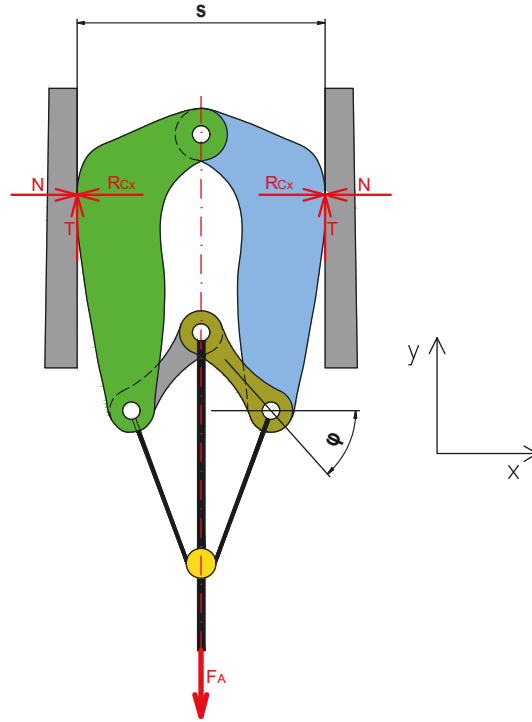
kde s_{min} a s_{max} je minimální a maximální rozsah testovaného vklíněnce.

Pokud je rozdíl mezi vklíněncem menší než 5 mm, testuje se pouze v jedné pozici. Ta je definována následující rovnicí :

$$s = s_{min} + \frac{(s_{max} - s_{min})}{2} \quad (9)$$

2.1 Stanovení podmínky prokluzu

Na obrázku 12 je zobrazeno schéma pákového mechanického vklíněnce, jehož čelisti jsou uloženy v testovacím zařízení. Na ocelové lano (Poz. 6) působí normou předepsaná síla F_A . Tato síla vyvolává ve klíněnci další síly. V místě kontaktu působí proti směru síly F_A třecí síla T . Kolmo na sílu T působí normálová síla N , která vyvolá reakční sílu R_{Cx} .



Obrázek 12: Schéma zatíženého vklíněnce

Vklínělec mezi čelistmi drží právě pomocí třecí síly T . Ta vzniká v důsledku mikroskopických nerovností povrchů, které jsou v místě kontaktu. Aby vklínělec nevyklouzl, musí být síla T minimálně stejně velká jako polovina velikosti síly F_A . Pro matematický popis těchto skutečností byl použit Coloumbův model tření a rovnice rovnováhy. Platí :

$$\sum_i F_{ix} = 2 \cdot R_{Cx} - 2 \cdot N = 0 \longrightarrow R_{Cx} = N \quad (10)$$

$$\sum_i F_{iy} = -F_A + 2 \cdot T = 0 \longrightarrow F_A = 2 \cdot T \quad (11)$$

$$T = N \cdot f \quad (12)$$

Dosazením rovnic 10 a 11 do rovnice 12 může být stanovena podmínka prokluzu jako :

$$R_{Cx} = \frac{F_A}{2 \cdot f} \quad (13)$$

Po dosazení zátěžné síly $F_{Amin} = 5\,000\text{ N}$ a koeficientu tření $f = 0,35$ do rovnice 13, se získá minimální reakční sílu $R_{Cx} = 7\,142\text{ N}$. Tato síla velmi ovlivňuje napěťový stav ve vklíněnci. Aby vklíněnec byl stabilní i za horších třecích podmínek, je třeba dosadit do rovnice 13 nižší koeficient tření. Z důvodu bezpečnosti byl nadále uvažován koeficient tření $f = 0,27$. Po dosazení má reakční síla velikost $R_{Cx} = 9\,259\text{ N}$.

Je třeba zdůraznit, že tento popis předpokládá kontakt právě ve dvou kontaktních bodech, a tak nedefinuje úplnou stabilitu vklíněnce v testovacích čelistech. Při reálném použití vklíněnce se čelisti vklíněnce budou deformovat směrem ke spáře, což zapříčiní zvětšování třecí plochy. Vklíněnec tak bude držet nejen silovým, ale i tvarovým stykem.

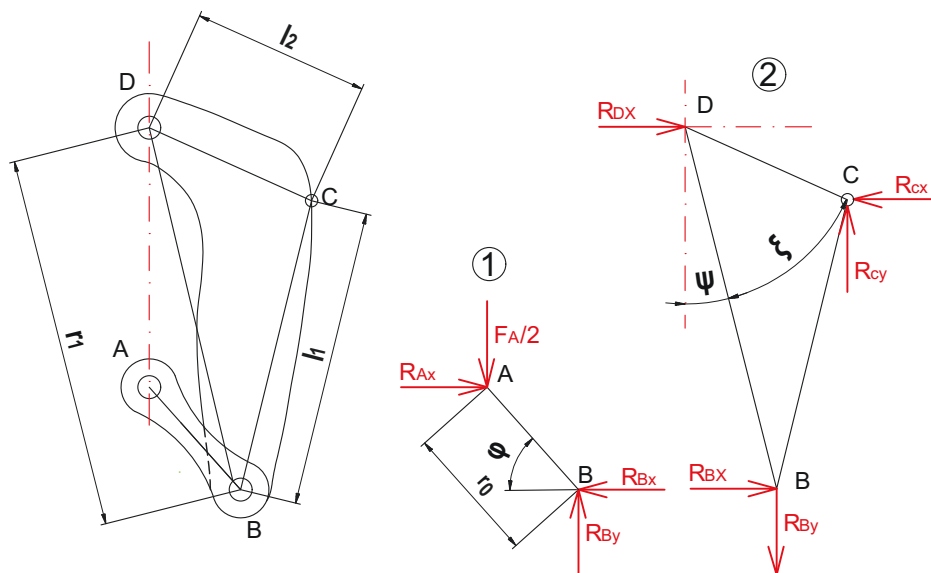
3 Parametrická studie

K tomu aby výsledný vklíněnc splňoval podmínku prokluzu je třeba optimalizovat vnější křivku čelistí, které přijdou do kontaktu se skalní stěnou. Z důvodu snížení hmotnosti je v této kapitole také provedena topologická optimalizace pro čelist, kde byl hledán vhodný poměr mezi hmotností a pevností vklíněnce.

3.1 Řešení silového rozboru

Z důvodu návrhu nového zařízení byl vypracován nový silový rozbor. Vklíněnc lze zjednodušit pomocí symetrie. Na obrázku 13 je vyobrazena polovina hlavy vklíněnce. Místa, kde jsou v realitě čepy, jsou označeny jakožto body A, B a D. Místo kontaktu čelisti se skalou je označeno jako bod C. Pro popis přenosu sil byla polovina hlavy vklíněnce zjednodušena na absolutně tuhé nosníky o rozměrech r_0 , r_1 , l_1 a l_2 . Tato sestava byla rozdělena na dvě podsestavy.

První podsestavu tvoří pouze nosník o rozměru r_0 . Zbylé tři nosníky tvoří podsestavu číslo dva. Rozměry r_0 a r_1 zůstávají při změně uložení konstantní. Naopak rozměry l_1 a l_2 definující bod kontaktu C se mění. Ty také určují tvar vnější křivky. První podsestava je zatížena silou $F_A/2$. Reakční síly R_{Ax} a R_{Dx} simulují symetrii. V bodě B tak vznikají na sebe kolmé síly R_{Bx} a R_{By} . V bodě C vznikne síla R_{Cx} a R_{Cy} (normálová a třecí síla v kontaktu).



Obrázek 13: Silový rozbor

Úkolem je stanovit pozici bodu C pro různé uložení tak, aby síly v tomto bodu splňovaly podmínku prokluzu stanovenou rovnicí 13. Jedná se o soustavu těles s dvěma stupni volnosti. K řešení tohoto problému byla použita metoda uvolňování těles soustavy. Může být pomyslně vyjmut první nosník představující táhlo a dopočítány reakce R_{Bx} a R_{By} . K tomu byly použity rovnice rovnováhy:

$$\sum_i F_{ix} = R_{Ax} - R_{Bx} = 0 \longrightarrow R_{Ax} = R_{Bx} \quad (14)$$

$$\sum_i F_{iy} = -F_A + R_{By} = 0 \longrightarrow F_A = R_{By} \quad (15)$$

$$\sum_i M_{iB} = F_A \cdot r_0 \cdot \cos(\varphi) - R_{Ax} \cdot r_0 \cdot \sin(\varphi) = 0 \longrightarrow R_{Ax} = \frac{1}{\tan(\varphi)} \cdot F_A \quad (16)$$

Reakci R_{Bx} lze tedy vyjádřit dosazením rovnice 14 do rovnice 16 jako :

$$R_{Bx} = \frac{1}{\tan(\varphi)} \cdot F_A \quad (17)$$

V každé konfiguraci uložení vklíněnce také platí :

$$r_0 \cdot \cos(\varphi) = r_1 \cdot \sin(\psi) \quad (18)$$

z čehož lze dopočítat úhel ψ :

$$\psi = \arcsin\left(\frac{r_0 \cdot \cos(\varphi)}{r_1}\right) \quad (19)$$

Druhá podsoustava je tvořena třemi nosníky. Pro tuto podsoustavu mohou být znovu zapsány rovnice rovnováhy :

$$\sum_i F_{ix} = R_{Bx} - R_{Cx} + R_{Dx} = 0 \longrightarrow R_{Cx} = R_{Bx} + R_{Dx} \quad (20)$$

$$\sum_i F_{iy} = -R_{By} + R_{Cy} = 0 \longrightarrow R_{By} = R_{Cy} \quad (21)$$

a

$$\begin{aligned} \sum_i M_{iD} &= R_{Bx} \cdot r_1 \cdot \cos(\psi) - R_{By} \cdot r_0 \cdot \cos(\varphi) - R_{Cx} \cdot (l_2 \cdot \cos(\psi + \xi)) \\ &+ R_{Cy} \cdot (l_2 \cdot \sin(\psi + \xi)) = 0 \end{aligned} \quad (22)$$

Další rovnicí je rovnice popisující Coloumbův zákon :

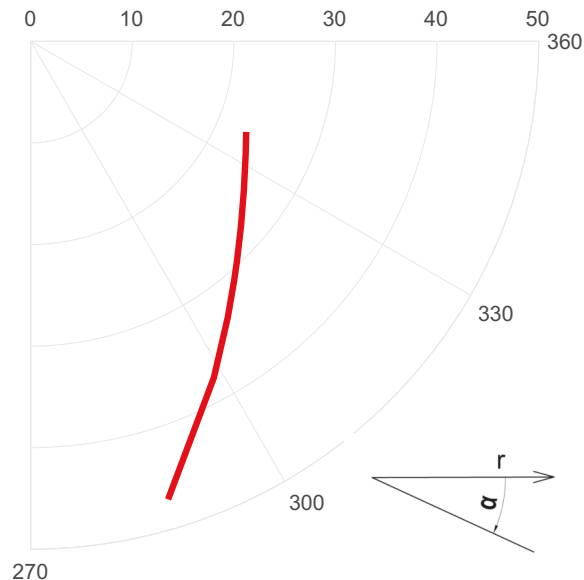
$$R_{Cx} = \frac{R_{Cy}}{f} \quad (23)$$

Dosazením rovnic 11, 12, 17 a 21 do rovnice 22 a po několika úpravách může být vyjádřena délka ramene l_2 :

$$l_2 = \frac{r_1 \cdot \left(-\frac{1}{\tan(\varphi)} \cdot \cos(\psi) + \sin(\psi)\right)}{\sin(\psi + \xi) - \frac{1}{f} \cdot \cos(\psi + \xi)} \quad (24)$$

Délka ramene l_2 je tedy závislá na úhlech φ , ψ , ξ , koeficientu tření f a na parametru r_1 . Jediný parametr, který nelze dopočítat (nebo vhodně zvolit) je parametr ξ . Pro dopočítání tohoto úhlu nemůže být použita podmínka konstantního třecího úhlu tak, jak je to odvozeno pro SLCD v kapitole 1.2. Působí síla F_A totiž mění svoji pozici a použitý mechanismus přenáší síly složitější soustavou. Proto byl vytvořen program v softwaru MATLAB, který tento úhel dopočítával. Program také dopočítával rameno l_2 na základě zde uvedených rovnic a zvolených parametrů v počátečním kroku. Výsledkem je křivka zobrazená na obrázku 14. Pro popis polohy jednotlivých bodů se používá úhel α , pro který platí:

$$\alpha = 90 - (\psi + \xi) \quad (25)$$



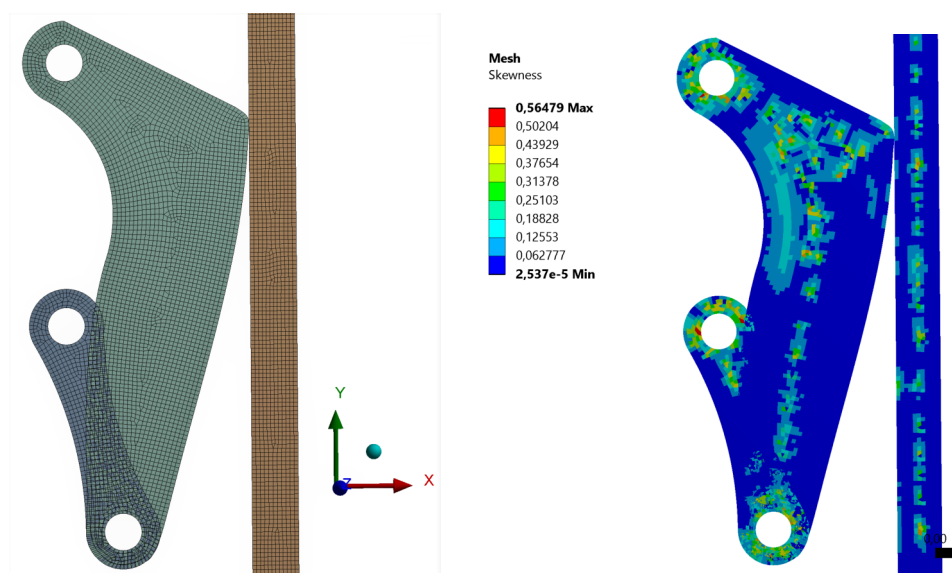
Obrázek 14: Graf vnější křivky

3.2 Testování vnějšího tvaru a jeho optimalizace

Z důvodu ověření velikosti reakčních sil byl vytvořen rovinný model poloviny hlavy vklíněnce s novou vnější křivkou čelisti, která je v kontaktu se stěnou. Bylo zjištěno, že křivka splňovala podmínku neproklouznutí ve většině bodech, ale rozložení sil nebylo konstantní. Proto byla vytvořena optimalizační úloha, která dopočítávala parametry křivky tak, aby se co nejvíce přibližovaly hodnotě, jež byla stanovena v kapitole 2.1. Popis okrajových podmínek a simulace jako takové bude prezentována na již optimalizované čelisti vklíněnce.

Pro testování vklíněnce pomocí metody konečných prvků byl zvolen program ANSYS Workbench. Byl vytvořen rovinný model, který je zjednodušen pomocí symetrie. Z důvodu zjednodušení také nebyly modelovány čepy. Pevnost čepů a jejich ovlivnění modelu bude kontrolováno v kapitole 4. Pro tento problém byla zvolena rovinná deformace.

Na obrázku 15 je zobrazena síť rovinného modelu. Pro výpočet byly zvoleny kvadratické prvky. Celkově má tato síť 13095 elementů a 41125 uzlů. Na pravé polovině obrázku 15 je ověřena kvalita sítě pomocí parametru skewness. Maximální hodnota tohoto parametru je 0,56. Dle [8] lze za dobrou síť označit, pokud hodnota skewness klesne pod 0,5. Většina elementů toto kritérium splňuje. Aby bylo dosaženo dobré konvergence, musí být síť v místě kontaktu velmi kvalitní. To bylo také ověřeno sledováním výsledných reakčních sil a posunutí při postupném zjemňování sítě.



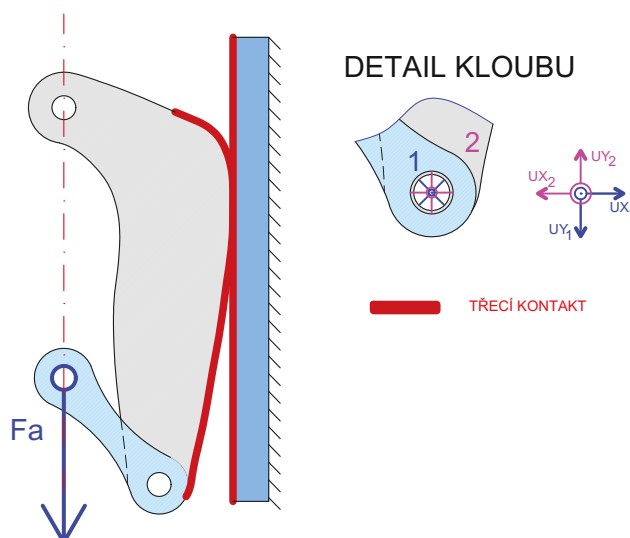
Obrázek 15: Síť rovinného modelu

Po zatížení bude celý vklíněncel poměrně vysoce mechanicky namáhán. Proto byly nalezeny pevnější materiály než při původním návrhu. V tabulce 4 jsou uvedeny materiálové parametry. Pro táhla a čelisti byl použit materiál ČSN 312461. Jedná se o vysokopevnostní hliníkovou slitinu. Aby se předešlo elektrolytické korozi mezi použitými materiály, byla pro čepy zvolena vysokopevnostní ocel AISI 18 Ni 300, která má dobré antikorozní vlastnosti.

MATERIÁL	σ_y [MPa]	ρ [kg \cdot m ⁻³]	μ [-]	E [MPa]	σ_t [MPa]
ČSN 312461	510	3 000	0,32	70 000	580
AISI 18 Ni 300	1 990	8 200	0,3	190 000	2 030

Tabulka 4: Nové materiálové parametry [9], [10]

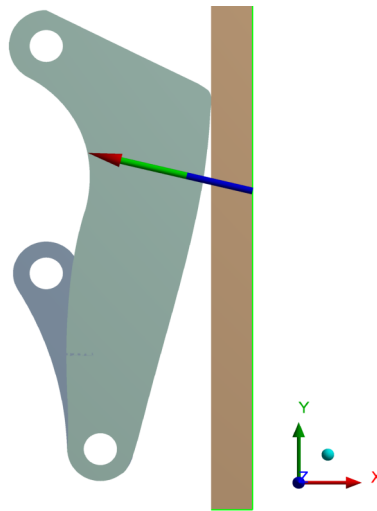
Na obrázku 16 jsou zobrazeny okrajové podmínky výpočetního modelu (z důvodu symetrie byla použita pouze polovina hlavy vklíněnce). V místě pro nosný čep byl vklíněncel zatížen polovinou síly, jež předepisuje norma. V dírách pro čepy, které leží na ose symetrie, byl zakázán posuv ve směru normály k této ose. K simulaci kloubu byly použity vazební rovnice, které byly předepsány tak, aby splňovaly předpoklad pro kloubovou vazbu. Posuvy, dle kterých byly tyto rovnice předepsány, jsou zobrazeny na pravé straně obrázku 16. Stěna byla vetknuta na vnější straně. Mezi stěnou a vklíněncem byl předepsán třecí kontakt. [7]



Obrázek 16: Okrajové podmínky pro rovinnou úlohu

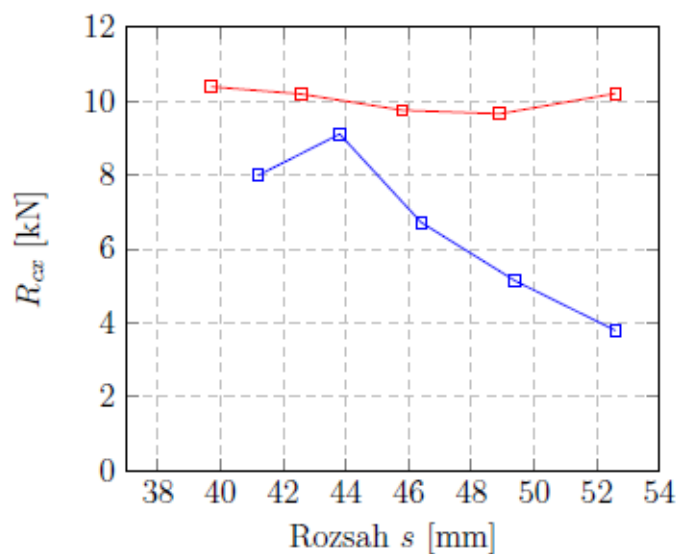
Jedná se o semikoercitivní úlohu. To znamená, že vklíněnc není uchycen ke stěně pomocí pevné vazby a jediné co brání jeho vyklouznutí je třecí kontakt. Tyto úlohy jsou velmi citlivé na dobré nastavení sítě v okolí kontaktu a na nastavení parametrů kontaktu, jako je penetrace, kontaktní tuhost atd. Hodnota koeficientu tření byla nastavena na 0,27.

Nejdříve byly sledovány reakční síly pro různé uložení vklíněnce. Jak již bylo zmíněno, geometrické parametry vnější křivky byly dále optimalizovány tak, aby reakční síla splňovala podmínku prokluzu stanovenou v kapitole 2.1. Na obrázku 17 je zobrazena výsledná reakční síla V pro úhel natočení táhla $\varphi = 75^\circ$.



Obrázek 17: Vyhodnocení reakční síly

Na obrázku 18 je znázorněna velikost reakční síly R_{Cx} (složka síly V ve směru osy x) v závislosti na rozsahu s . Červenou barvou je znázorněna síla po optimalizaci a modrou před optimalizací. Optimalizovaná reakční síla splňuje ve všech uloženíh podmínku prokluzu. Po úpravě křivky se také mírně změnil rozsah vklíněnce.



Obrázek 18: Reakční síly před a po optimalizaci

Tabulka 5 definuje nový vztah natočení táhla a rozsahu vklíněnce.

ÚHEL φ [deg]	15°	30°	45°	60°	75°
ŠÍŘKA SPÁRY s [mm]	52,61	48,9	45,8	42,56	39,748

Tabulka 5: Vztah mezi úhlem natočení φ a šířkou spáry s po optimalizaci

Po dosazení maximálních a minimálních hodnot do rovnice 1 lze specifikovat adaptaci optimalizovaného vklíněnce jako

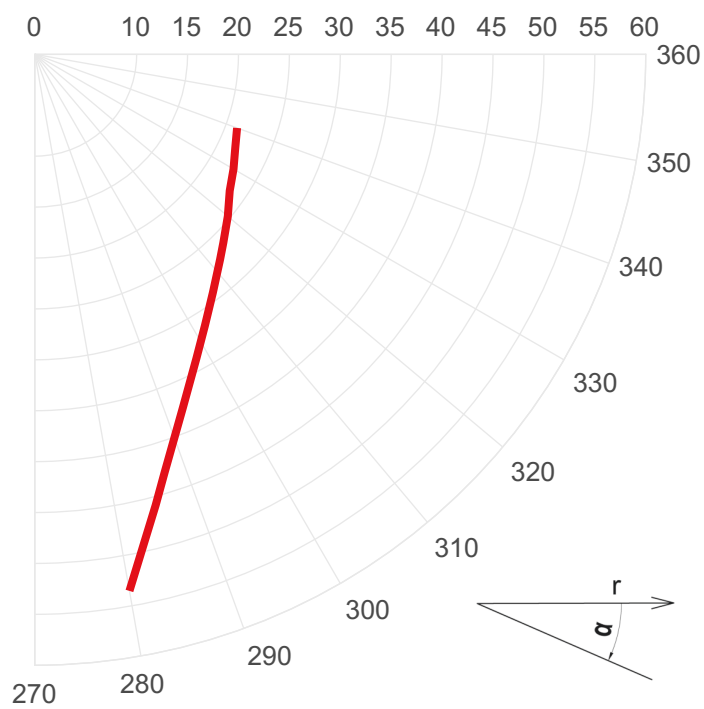
$$A = \frac{2 \cdot (s_{max} - s_{min})}{s_{max} + s_{min}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot (52,61 - 39,748)}{52,61 + 39,75} \cdot 100 = 27,85\%$$

.

V tabulce 6 jsou definovány rozměrové parametry v polárním souřadném systému. Tyto parametry byly stanoveny pro konfiguraci definované úhlem natočení táhel $\varphi = 75^\circ$. Na obrázku 19 jsou tyto výsledky prezentovány graficky.

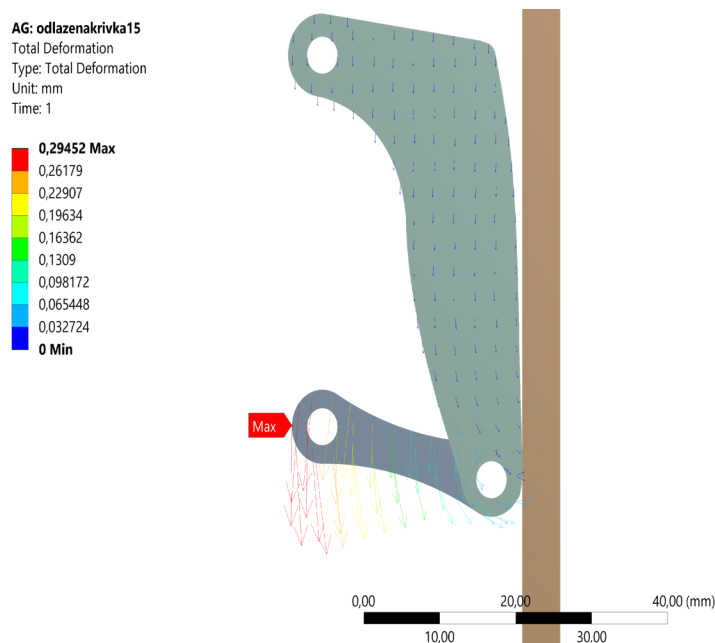
ÚHEL α [°]	DÉLKA RAMENE r [mm]
20	21,139
25	21,721
30	22,533
35	23,368
40	24,743
45	26,179
50	27,901
55	30
60	32,597
65	35,857
70	40,072
75	45,847
80	53,511

Tabulka 6: Parametry tvaru vnější křivky čelisti



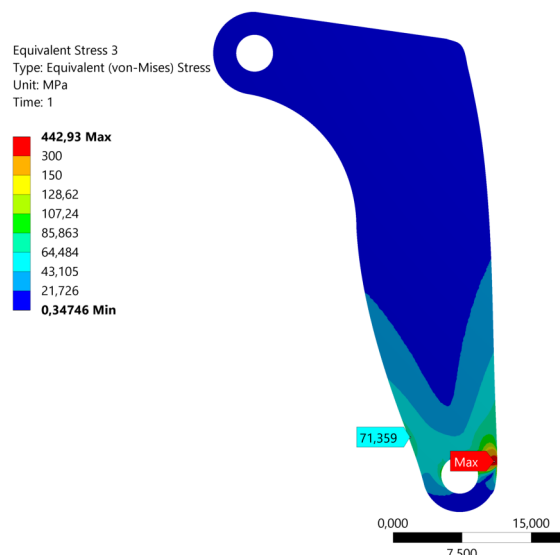
Obrázek 19: Výsledná křivka vnější části čelisti

Na obrázku 20 je zobrazena celková deformace vklíněnce. Zde je dobře vidět, jak se vklíněncem po zatížení deformuje. Při zvyšujícím se zatížení se čelist deformuje směrem ke stěně. Tím se zvětšuje třecí plocha a vklíněncem by neměl vyklouznout i se zvyšujícím se plastickou deformací. Maximální deformace je při zatížení normovanou silou 0,78 mm. V příloze na obrázku 44 jsou znázorněny pole posunutí pro další úhly natočení.



Obrázek 20: Vyhodnocení posuvů pro rovinnou úlohu

Dále byla vyhodnocena napjatost zatíženého vklíněnce. Nejvyšší redukované napětí dle HMH je v místě kontaktu. Maximální napětí v čelistech pro úhel natočení $\varphi = 15^\circ$ je 443 MPa, což je pod mezí kluzu použitého materiálu. Při tomto uložení se tedy v materiálu hlavy vklíněnce neobjevuje plastická deformace. Pokud by se napětí zvýšilo (např. vlivem většího zatížení) v místě kontaktu dojde k otlačení čelistí - plastické deformaci. Otlačení v místě kontaktu nebude nadále vyhodnocováno, jelikož při tvorbě otlačení vklíněncem neztrácí svoji funkčnost. Napjatost v táhle pro různá uložení ($\varphi = 15^\circ - 75^\circ$) je zobrazena na obrázku 45. Nejvíce je táhlo namáhané pro úhel natočení $\varphi = 15^\circ$, avšak napjatost v táhle je hluboko pod mezí kluzu použitého materiálu.



Obrázek 21: Vykreslení pole redukovaného napětí

3.3 Topologická optimalizace modelu

Topologická optimalizace je metoda, která umožňuje simulovat změnu geometrie součástí tak, aby byly měněny, nebo také zachovány předem zvolené parametry. Tyto parametry mohou být například: maximální napětí v součásti, hmotnost součásti, reakční síla aj.

Topologická optimalizace v programu ANSYS Mechanical 19.1 je založena na statických výpočtech. Aby optimalizace mohla být provedena, musí být úloha lineární. To znamená, že při výpočtu nemohou být použity velké deformace. Tento modul také nedovoluje použít třecí kontakt a MPC vazby.

V prvním kroku se tedy vytvoří statická lineární úloha. Dále řešitel určí, co potřebuje optimalizovat. Pro statické úlohy jsou zvoleny oblasti součásti, které mají či nemají být optimalizovány. Modul topologické optimalizace přenesení síť z již vypočítané statické úlohy. Řešitel musí specifikovat, jakou metodou řešitel chce výpočet provést.

Vklínělec je pro různé uložení pokaždé jinak namáhán. Proto nelze topologickou optimalizaci provést pouze pro jedno uložení. Na základě rozložení pole napětí pro rovinnou simulaci (dle obrázku 43) byly tedy vybrány dvě uložení pro které bude topologická optimalizace provedena. První uložení (úhel natočení táhel $\varphi = 30^\circ$) slouží k optimalizaci dolní části a druhé uložení (úhel natočení táhel $\varphi = 75^\circ$) slouží k optimalizaci horní části.

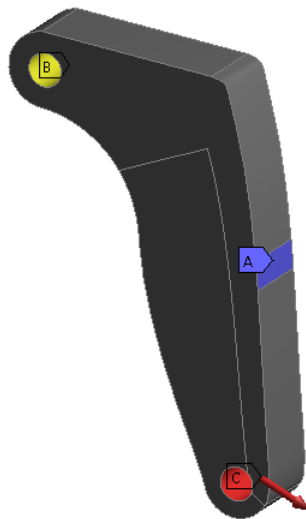
3.3.1 Topologická optimalizace dolní části čelisti

Nejvíce prostoru pro odlehčení je v čelistech. Pro čelist tedy byla vytvořena statická lineární úloha. Kvůli tomuto předpokladu musely být změněny okrajové podmínky. Tyto okrajové podmínky jsou zobrazeny na obrázku 22. Třecí kontakt byl nahrazen vetknutím (Poz. A). Síla působící na nosný čep byla přepočítána tak, aby odpovídala síle přenesené táhlem na čelisti (Poz. C). Složka této síly v ose x byla zjištěna dosazením do rovnice 17 jako :

$$R_{Bx} = \frac{1}{\tan(\varphi)} \cdot F_A = \frac{1}{\tan(30)} \cdot 2500 = 4\,330 \text{ N}$$

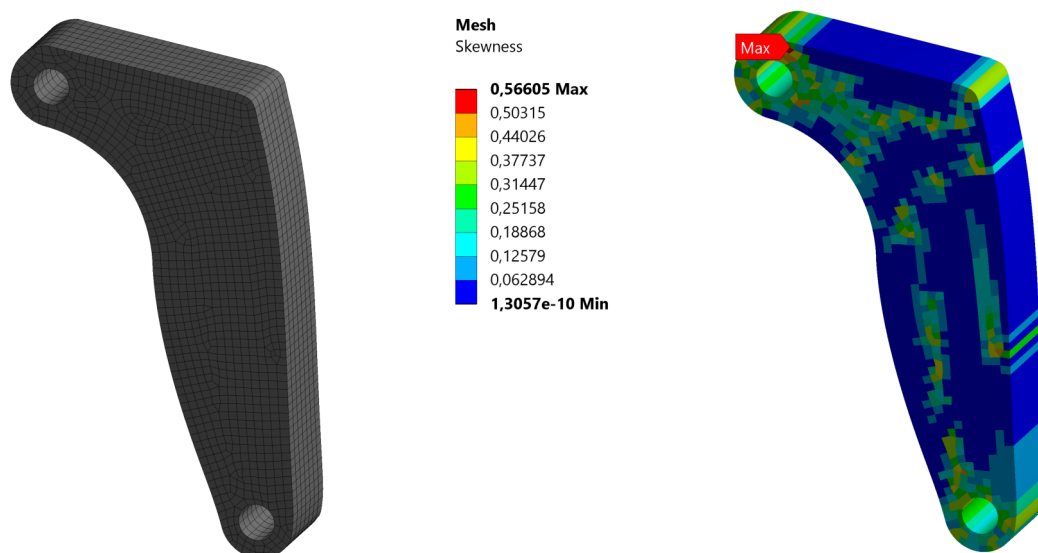
Z důvodu symetrie byly zakázány posuvy ve směru normály k ose symetrie v místě pro horní čep (Poz. B). Kvůli těmto změnám se mírně změnil napěťový stav v čelisti (zejména v místě kontaktu). Okrajové podmínky pro topologickou optimalizaci jsou definovány na následujícím obrázku.

BG: Copy of Copy of topo30-čelist
Static Structural
Time: 1, s
A Fixed Support
B Displacement
C Force: 2499,9 N



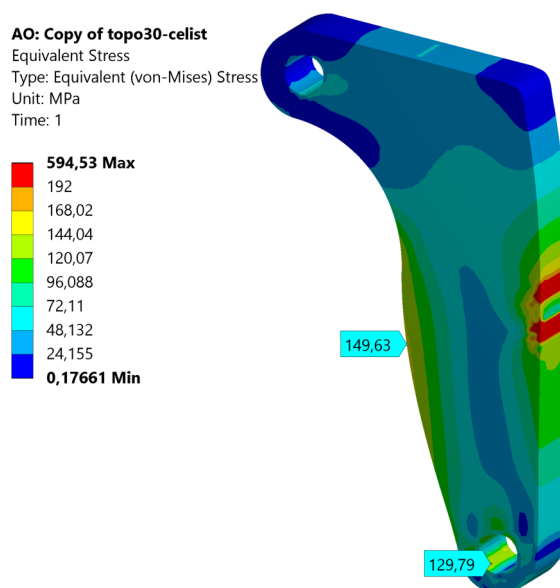
Obrázek 22: Okrajové podmínky pro topologickou optimalizaci

Na obrázku 23 je znázorněn vysítovaný model čelisti. Tato síť má 33 124 uzlů a 7 000 elementů. Je složená převážně z hexaedrických prvků. Na tomto obrázku je také vykresleno ověření kvality sítě pomocí parametru *scewness*. Kvalita této sítě byla také ověřena pomocí konvergenční studie.



Obrázek 23: Vysítovaný model čelisti

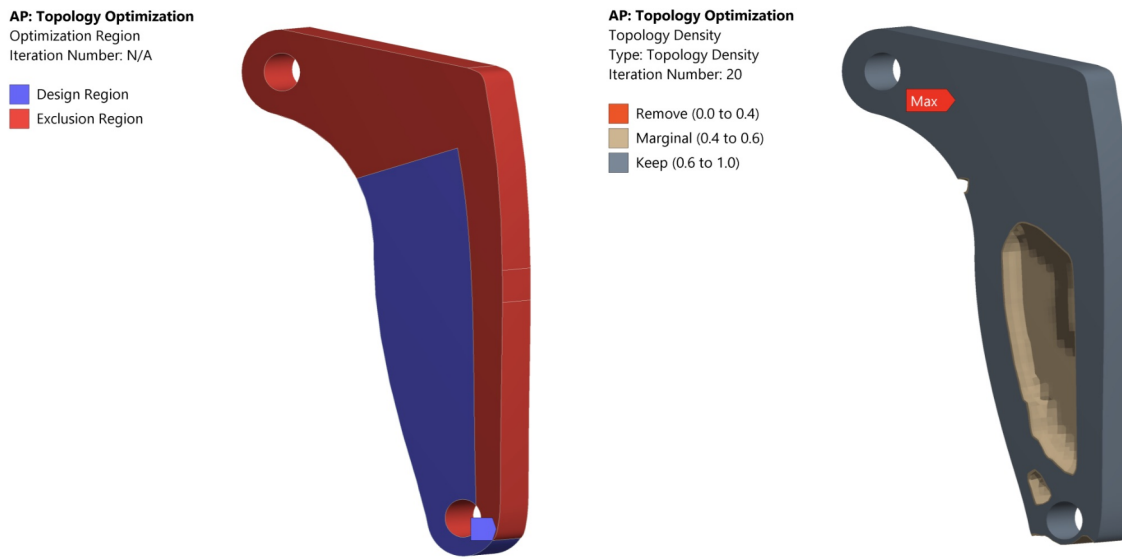
Výsledky statické úlohy jsou nejprve prezentovány na redukovaném napětí podle HMM pro úhel natočení $\varphi = 30^\circ$.



Obrázek 24: Redukované napětí pro čelist před topologickou optimalizací

Na základě rozložení napětí získaného rovinnou simulací byla vybrána oblast pro optimalizaci (obrázek 25). Horní část a okolí vnější křivky z něj byly vyjmuty, s ohledem na její následnou optimalizaci při jiném působení sil. Z této oblasti byly také vyjmuty místa, kde byly aplikovány okrajové podmínky. Pro optimalizaci byla

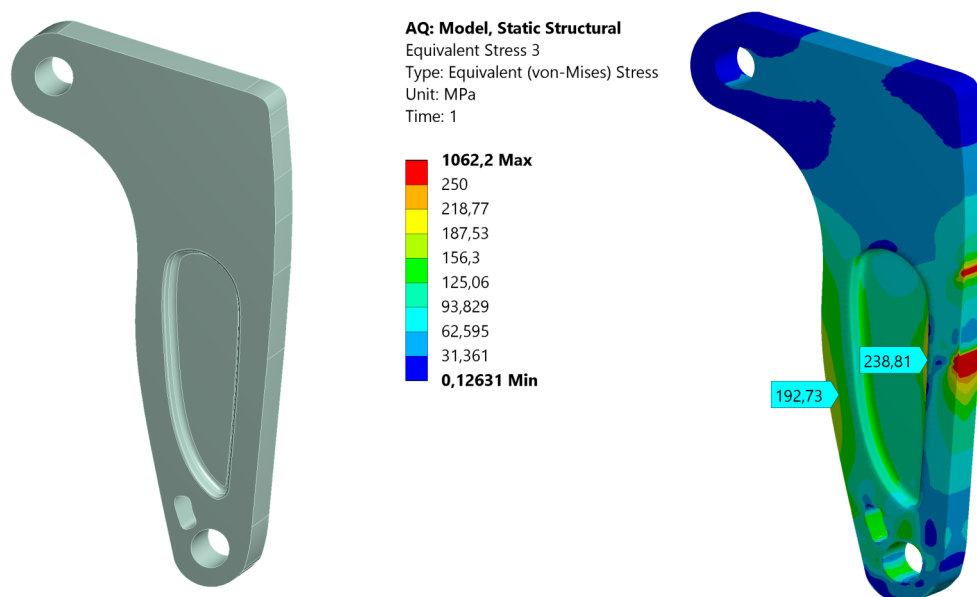
vybrána density method. Bylo zadáno, aby bylo z optimalizační oblasti odebráno 30% materiálu. Dále bylo specifikováno maximální možné napětí, a to s ohledem na mez kluzu materiálu. Výsledkem je zredukovaná síť, ze které byly vyňaty nepotřebné prvky.



Obrázek 25: Topologická optimalizace dolní části

Z redukované sítě byl vytvořen nový model. Úkolem bylo vytvořit model, který je možné vyrobit metodou obrábění. To zejména z důvodu využít tento model jako předlohu pro sériovou výrobu.

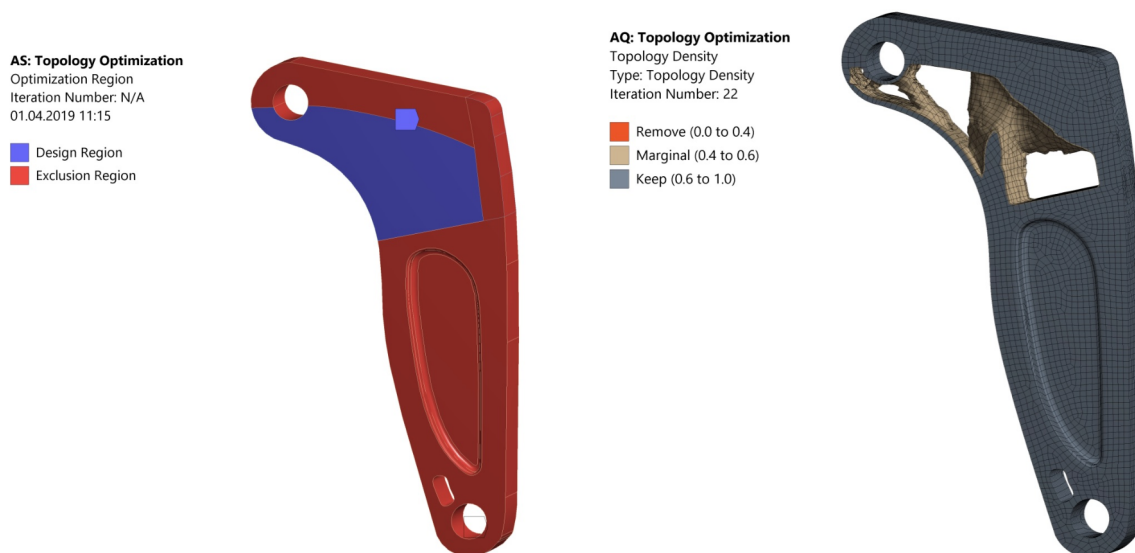
Na obrázku 26 je zobrazen upravený model. Na pravé straně obrázku je vypočteno redukované napětí dle HMM. Okrajové podmínky a síť je stejná jako při předchozím výpočtu (obrázek 22), s tím rozdílem, že bylo změněno místo pro vetknutí a přepočítaná zatěžovací síla dle rovnice 17.



Obrázek 26: Nový model a vypočtené napětí

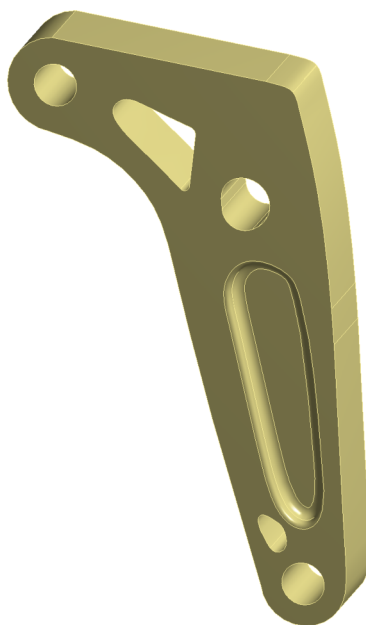
3.3.2 Topologická optimalizace horní části čelisti

Pro model z obrázku 25 byla znovu provedena topologická optimalizace. Na obrázku 27 jsou vidět oblasti, které byly vybrány pro optimalizaci a výsledek zredukované sítě.



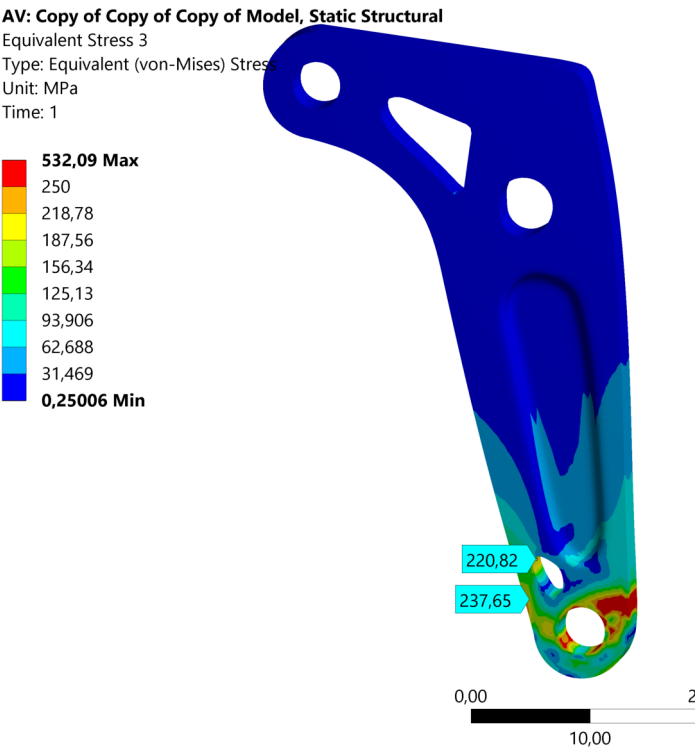
Obrázek 27: Topologická optimalizace horní části čelisti

Zredukována síť byla přemodelována s ohledem na následnou výrobu. Za účelem provedení topologické optimalizace byly změněny okrajové podmínky. Tato změna způsobila rozdílnou napjatost v čelistech. Proto byla vytvořena nová statická úloha, kde bylo vetknutí zpětně zaměřeno za třecí kontakt. Pomocí simulací byla geometrie postupně upravována tak, aby ve vklíněnci nebyla překročena mez kluzu. Na obrázku 28 je zobrazen výsledný model čelisti.



Obrázek 28: Výsledný model čelisti

Na dalším obrázku je znázorněná výsledná napjatost pro úhel natočení $\varphi = 15^\circ$. Také byla spočítána napjatost pro další úhly natočení. Ty jsou zobrazeny na obrázku 46 v přílohách.



Obrázek 29: Výsledná napjatost v modelu čelisti

ÚHEL φ [deg]	15°	30°	45°	60°	75°
MAX. NAPĚTÍ [MPa]	238	233	241	301	282

Tabulka 7: Vztah mezi úhlem natočení φ a šířkou spáry s po optimalizaci

4 Pevnostní kontrola

Pro pevnostní kontrolu byla znovu zvolena metoda konečných prvků (software ANSYS Workbench 19.1). Simulace byla provedena tak, aby odpovídala normě EN 12276:1998. Jak již bylo výše zmíněno, testování dle této normy probíhá pro dvě uložení definované rovnicemi 8 a 7. V tabulce 5 je specifikován vztah rozsahu optimalizovaného vklíněnce a úhlu natočení táhel. Minimální rozsah vklíněnce je $s_{min} = 39,7$ mm. V nastavení vyššího úhlu natočení táhel (menšího rozsahu) zabráňuje geometrie táhel - dostanou se do kontaktu s čelistmi. Maximální rozsah vklíněnce je $s_{max} = 52,6$ mm a odpovídá limitnímu úhlu natočení táhel 15° . Aby horolezec nemohl nastavit menší úhel natočení táhel, je třeba vklíněnce konstrukčně upravit - například mírnou úpravou geometrie táhel. Toto však dále není řešeno a za minimální hodnotu úhlu natočení táhel je uvažováno právě 15° . [7]

Po dosazení hodnot s_{min} a s_{max} do rovnic 8 a 7 lze specifikovat nastavení rozsahu vklíněnce pro pevnostní kontrolu jako :

$$s_1 = s_{min} + \frac{3 \cdot (s_{max} - s_{min})}{4} = 39,7 + \frac{3 \cdot (52,6 - 39,7)}{4} = 49,375 \text{ mm}$$

$$s_2 = s_{min} + \frac{s_{max} - s_{min}}{4} = 39,7 + \frac{52,6 - 39,7}{4} = 42,925 \text{ mm}$$

Jedná se o nelineární úlohu mechaniky. Zdrojem nelinearit jsou: třecí kontakty, velké deformace a nelineární materiálový model. Úlohu lze také označit za semikoer-citivní. To znamená, že více částí struktury jsou navzájem k sobě vázány pouze kontakty. Pro řešení nelineárních úloh nelze použít přímé metody. Pro řešení rov-nic bylo tedy nutné využít iteračního přístupu. Byla zvolena Newton-Raphsonova metoda, která opakovaně zpřesňuje řešení, které se získá pomocí tzv. tangentního modulu. [11], [12]

4.1 Specifikace materiálových parametrů

U předešlých simulací byl uvažován lineární materiálový model (platí Hookův zákon). Pokud je v materiálu překročena mez pružnosti, v materiálu se objeví plastická deformace - nevratná změna rozměru materiálu. Vlivem zmíněné deformace dochází k deformačnímu zpevnění materiálu. [13]

K definici nelineárního chování použitých materiálů byly využity bilineární izotropní materiálové modely zpevnění. Pro definici těchto modelů je nutné znát základní materiálové vlastnosti lineárního materiálového modelu, tedy: modul pružnosti E a Poissonovo číslo μ . Z hlediska vyhodnocení výpočtu je vhodné znát mez kluzu materiálu σ_y . Tyto parametry jsou přehledně zapsány v tabulce 4. Pro specifikaci parametrů bilineárního modelu je třeba znát mez kluzu materiálu σ_y a tečný modul pružnosti E_t , tedy sklon přímký za mezí kluzu. Tečný modul se dá určit ze závislosti mezi skutečným napětím σ_s a skutečným přetvořením ε_s , získaným tahovou zkouškou. V literatuře je však často zobrazena závislost mezi inženýrským napětím a inženýrským přetvořením, a tak je nutné tyto veličiny přepočítat. To lze provést na základě následujících vztahů (dle [14]) jako :

$$\sigma_s = \sigma \cdot (1 + \varepsilon) \quad (26)$$

$$\varepsilon_s = \ln(1 + \varepsilon) \quad (27)$$

Pro specifikaci tečného modulu pro hliníkovou slitinu byly použity data, které jsou zapsány v tabulce 8. Tento tahový diagram byl získán pro materiál ČSN 31 2448, který se mírně liší od materiálu ČSN 31 2461, a to z hlediska jeho tepelného zpracování. Rozdíl v tečném modulu by však měl být minimální. [9], [15]

BOD	σ [MPa]	ε_e [-]	ε [-]
1	0	0	0
2	486	0,00694	0,00694
3	609	0,0087	0,04692

Tabulka 8: Materiálová data pro stanovení tečného modulu pro ČSN 31 2448 [16]

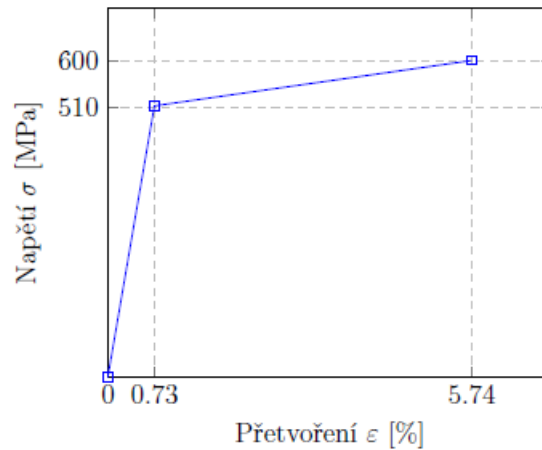
Pro specifikaci tečného modulu E_T může být dle [17] použita rovnice 28 :

$$\sigma_t = \sigma_y + E_T \cdot (\varepsilon - \varepsilon_e) \quad (28)$$

Po dosazení hodnot z tabulky 8 lze vyjádřit tečný model jako :

$$E_T = \frac{\sigma_3 - \sigma_2}{\varepsilon_3 - \varepsilon_2} = \frac{609 - 486}{0,04692 - 0,00694} = 3\,050 \text{ MPa} \quad (29)$$

Výsledný použitý materiálový model pro slitinu ČSN 31 2461 je zobrazen na následujícím obrázku.



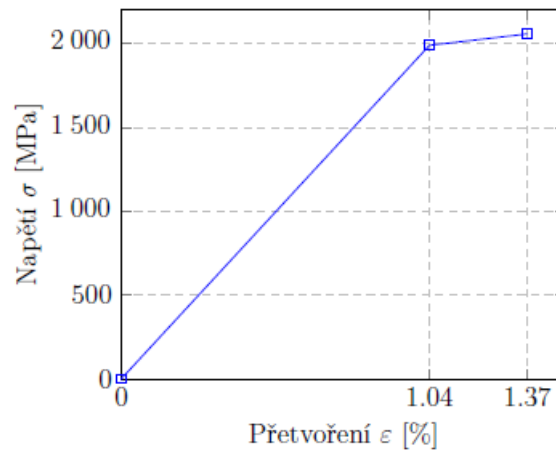
Obrázek 30: Bilineární materiálový model pro hliníkovou slitinu ČSN 31 2461

Obdobným způsobem byl získán bilineární materiálový model pro čepy. V tabulce 9 jsou specifikovány data pro stanovení tečného modulu vysokopevnostní ocel AISI 18 Ni 300. Materiálové parametry byly získány z tahové křivky pro stejný materiál, který byl s mírnou odlišností jinak tepelně upraven (vytvrzen). [10]

BOD	σ [MPa]	ε_e [-]	ε [-]
1	0	0	0
2	1 957	0,0103	0,0103
3	2 017	0,01062	0,0151

Tabulka 9: Materiálová data pro stanovení tečného modulu pro AISI 18 Ni 300 [18]

Po dosazení do rovnice 28 je tečný modul pro vytvrzenou vysokopevnostní ocel (AISI 18 Ni 300) $E_T = 12\,500$ MPa. Na následujícím obrázku je zobrazena výsledná tahová charakteristika materiálového modelu.

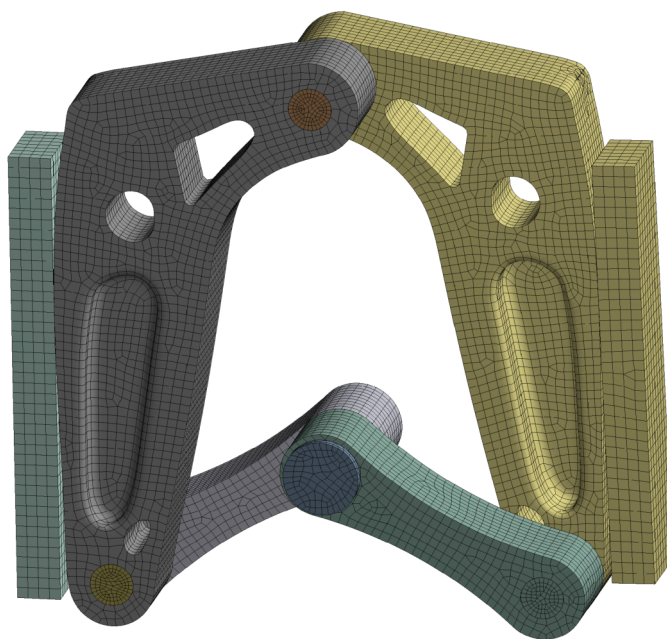


Obrázek 31: Bilineární materiálový model pro AISI Grade 18 Ni 300

4.2 Výpočet pomocí MKP

Jak již bylo zmíněno výše, vklíněnc se testuje ve dvou pozicích. Nejprve byla provedena simulace pro rozsah vklíněnce $s_1 = 49,375$ mm. Na obrázku 32 je znázorněna konečnoprvková síť celého modelu, kde jednotlivým součástem byly specifikovány materiálové modely (viz. předešlá kapitola).

Konečnoprvková síť je vytvořena převážně z šestistěnných prostorových prvků. Velikost charakteristického rozměru prvku byla zvolena na 0,8 mm. Kvalita této sítě byla ověřena konvergenční studií.



Obrázek 32: Konečnoprvková síť výsledného modelu

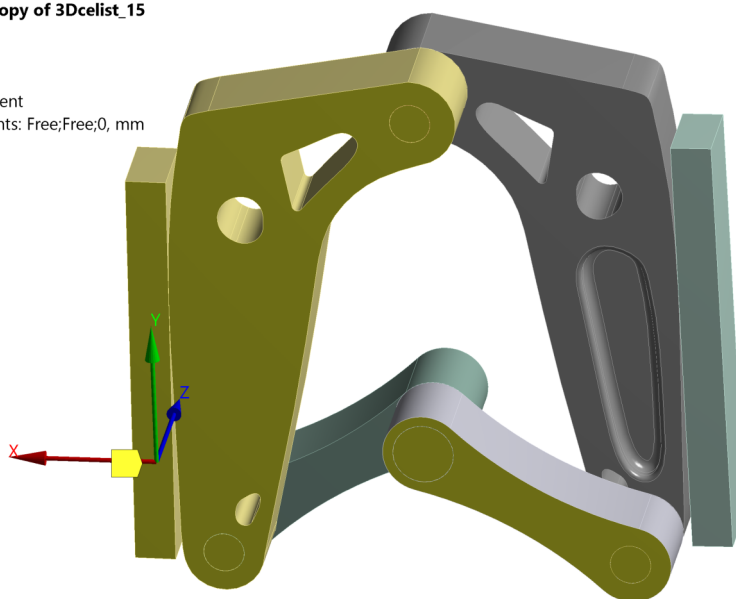
Na následujícím obrázku je znázorněna okrajová podmínka pro simulaci symetrie - byly zakázány posuvy ve směru normály na rovinu symetrie.

BE: Copy of Copy of 3Dcelist_15

Displacement

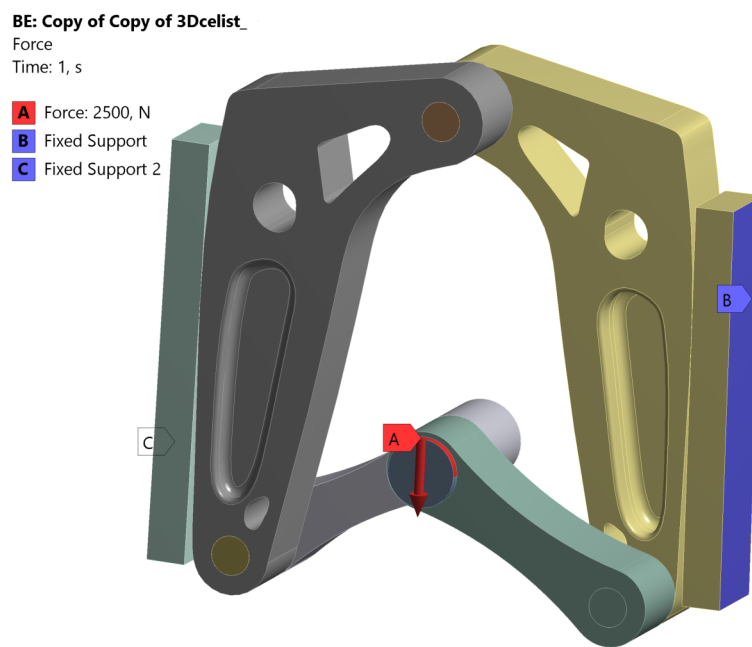
Time: 1, s

Displacement
Components: Free;Free;0, mm



Obrázek 33: Okrajová podmínka pro symetrii

Z obrázku 34 jsou zřejmé další okrajové podmínky. Z důvodu symetrie síla zatěžující vklínělec odpovídá polovině síly definované normou ($F_A = 2\,500\text{ N}$). Na obrázku lze také vidět, že vnější plocha stěn byla vetknuta (byly zakázány posuvy i natočení ve všech směrech).



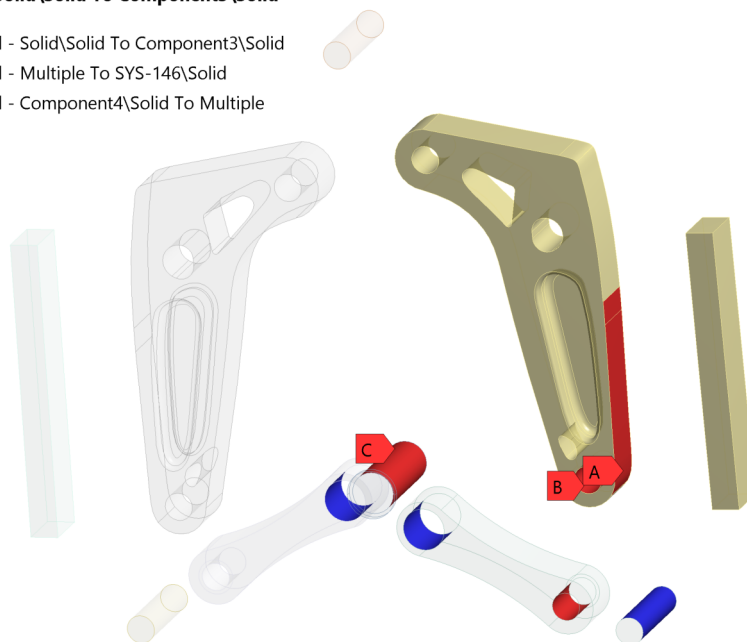
Obrázek 34: Zatěžující síla a vetknutí

Definice místa kontaktů je popsána na obrázku 35. Pro přehlednost byly vykresleny pouze tři páry kontaktů (na obrázku označené A,B,C). Kontakt A je nastaven mezi čelistí a stěnou, kontakt B definuje spojení čelisti a táhla čepem. Kontakt C definuje spojení táhel nosným čepem. V tabulce 10 jsou specifikovány použité koeficienty tření mezi materiály. Pro stanovení koeficientu tření byla hliníková slitina uvažována jako čistý hliník.

Tato úloha byla velmi citlivá na správné nastavení kontaktů a počet kroků. Pro definici kontaktů byl zvolen pokutový přístup. Maximální povolená penetrace byla nastavena na 0,01 mm. Kontaktní tuhost byla snížena na 0,1 N·m. Kontakty byly detekovány na Gaussových bodech.

Frictional - Solid\Solid To Component3\Solid

- A** Frictional - Solid\Solid To Component3\Solid
- B** Frictional - Multiple To SYS-146\Solid
- C** Frictional - Component4\Solid To Multiple



Obrázek 35: Kontakty mezi tělesy

MATERIÁL 1	MATERIÁL 2	KOEFICIENT TŘENÍ f
HLINÍK	HLINÍK	0,42
OCEL STĚNY	HLINÍK	0,35
OCEL ČEPY	HLINÍK	0,35

Tabulka 10: Koeficienty tření mezi materiály [6]

Na obrázku 36 je vyhodnocena výsledná celková deformace sestavy. Lze znovu pozorovat, že vklíněnc se vlivem rozevírání táhel deformuje směrem ke stěnám. To zapříčiní zvětšení třecí plochy. Také lze na základě tohoto výsledku usoudit, že vklíněnc při zatížení normovanou silou zůstane zaklíněn mezi stěnami.

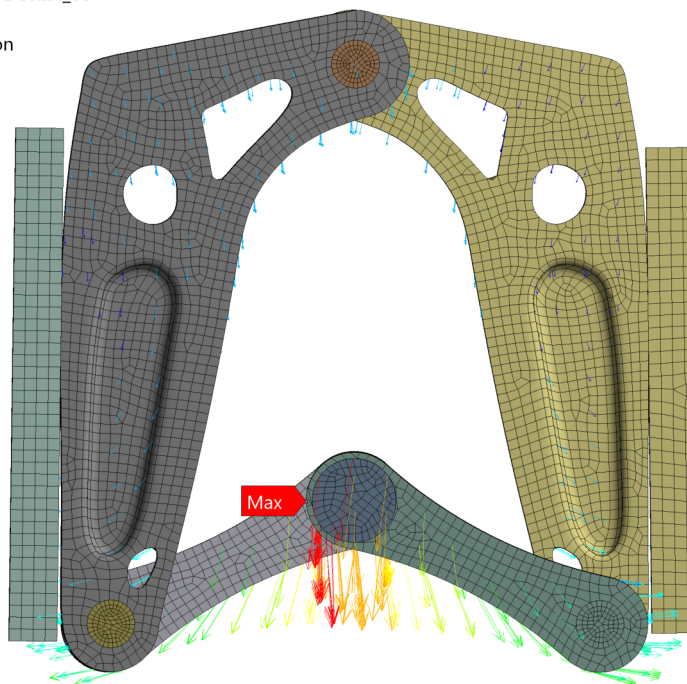
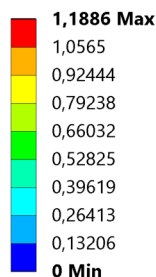
BE: Copy of Copy of 3Dcelist_15

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1



Obrázek 36: Celkové pole posuvů pro první uložení

Na obrázku 37 je vyobrazeno redukované napětí pro čelist a táhlo. Druhá čelist i druhé táhlo byly téměř stejně namáhány. Nejvyšší napětí $\sigma_{max} = 562$ MPa se nachází v čelisti a je způsobené otláčením horního čepu. V tomto místě napětí překročí mez kluzu, tudíž zde vznikne plastická deformace. Stejně tak napětí překročí mez kluzu v čelisti v místě pro dolní čep. Ve zbytku čelisti i táhla je napětí pod mezí kluzu.

Na následujícím obrázku je popsáno redukované napětí dle HMM pro čepy. Zde je maximální napětí $\sigma_{max} = 837$ MPa, což je pod mezí kluzu použité vysokopevnostní oceli. Následně byla polovina vklíněnce zatížena dvojnásobnou silou ($F_A = 5\,000$ N). Rozložení redukovaného napětí pro tuto úlohu je zobrazeno v přílohách na obrázcích 52 a 53. V tabulce 11 jsou přehledně vyjádřeny maximální napětí pro jednotlivé součásti. Při dvojnásobném zatížení dochází v čelistech k překročení meze pevnosti použitého materiálu, a to v místě pro čepy. Napětí v čepch nepřekročí mez kluzu.

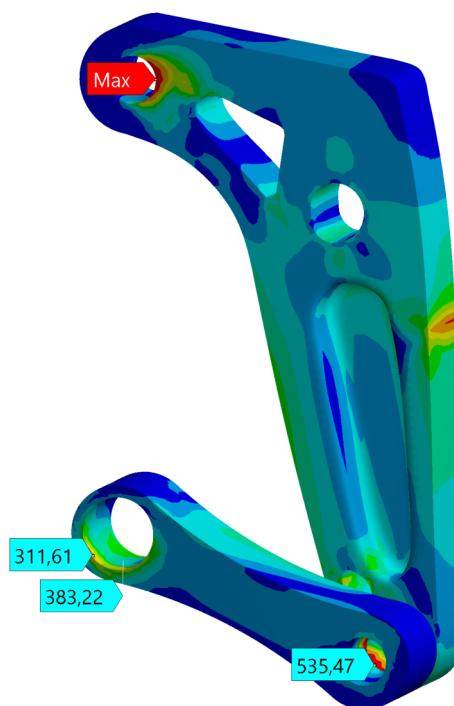
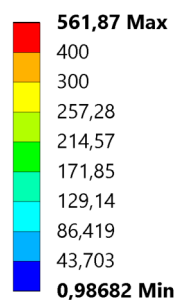
BE: s1_2500

Equivalent Stress 9

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1



Obrázek 37: Redukované napětí v čelisti a táhlu - $s_1, F_A = 2\,500\text{ N}$

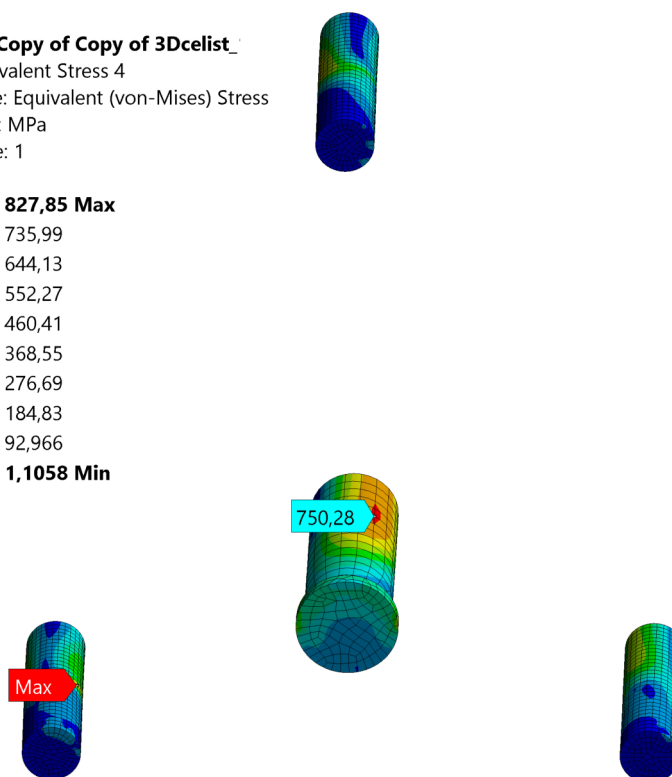
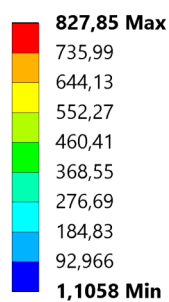
BE: Copy of Copy of 3Dcelist_

Equivalent Stress 4

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1



Obrázek 38: Pole redukovaného napětí v čepech - $s_1, F_A = 2\,500\text{ N}$

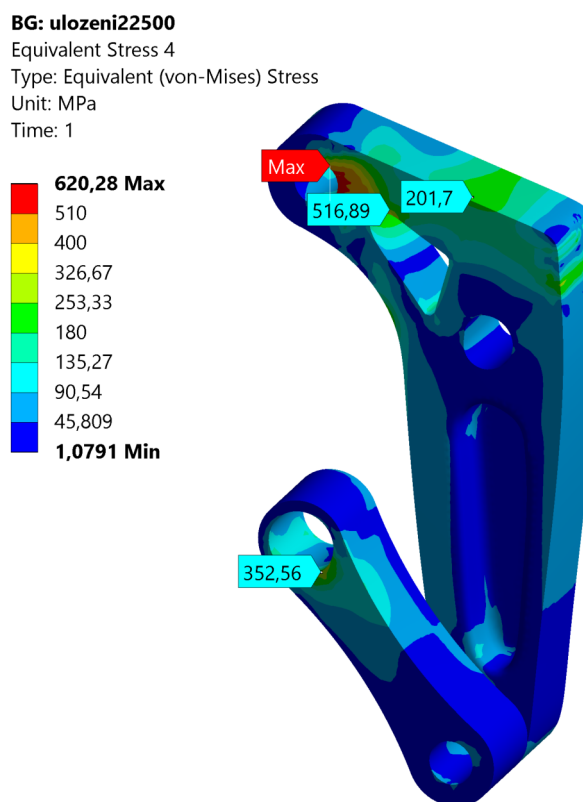
ZATÍŽENÍ	$\sigma_{MAX} - TÁHLO$	$\sigma_{MAX} - ČELIST$	$\sigma_{MAX} - ČEPY$
$F_A = 2\,500\text{ N}$	535 MPa	562 MPa	828 MPa
$F_A = 5\,000\text{ N}$	554 MPa	604 MPa	1 564 MPa

Tabulka 11: Napětí pro uložení s_1

Dále bylo vypočítáno napětí pro druhé uložení, tedy pro nastavení rozsahu vklíněnce na $s_2 = 42,925\text{ mm}$. Vklíněncem byl znovu zatížen normovanou silou $F_A = 2\,500\text{ N}$. Výsledky jsou zřetelné z následujících dvou obrázků. Maximální napětí v čelisti je 620 MPa. Lze tedy předpokládat silnou plastickou deformaci v místě pro čep. Také lze předpokládat tvorbu trhlin. Vklíněncem znovu zůstal zaklíněn mezi čelistmi.

ZATÍŽENÍ	$\sigma_{MAX} - TÁHLO$	$\sigma_{MAX} - ČELIST$	$\sigma_{MAX} - ČEPY$
$F_A = 2\,500\text{ N}$	504 MPa	605 MPa	1 563 MPa
$F_A = 5\,000\text{ N}$	612 MPa	690 MPa	1 868 MPa
$F_A = 7\,500\text{ N}$	595 MPa	849 MPa	2 098 MPa

Tabulka 12: Napětí pro uložení s_2



Obrázek 39: Redukované napětí v čepech - s_2 , $F_A = 2\,500\text{ N}$

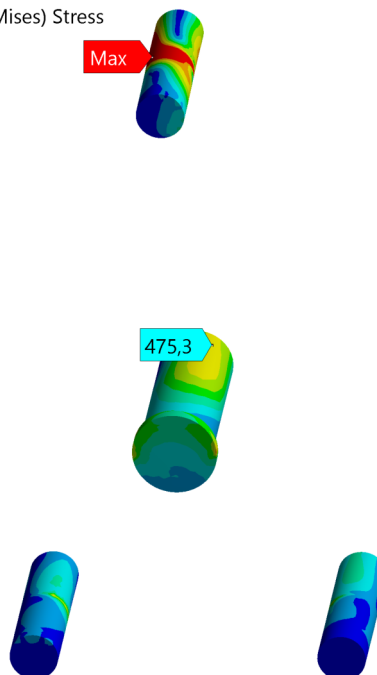
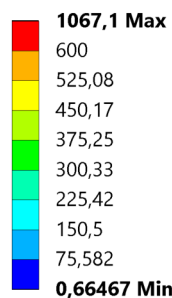
BG: ulozeni22500

Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1



Obrázek 40: Redukované napětí v čepech - s_2 , $F_A = 2\,500\text{ N}$

Napětí ve většině objemu táhel je hluboko pod mezí kluzu, a tak se vytvořil prostor pro jeho odlehčení na obrázku 41 je zobrazeno redukované napětí v odlehčeném táhle pro jeho kritickou polohu pro zatížení $F_A = 5\,000\text{ N}$.

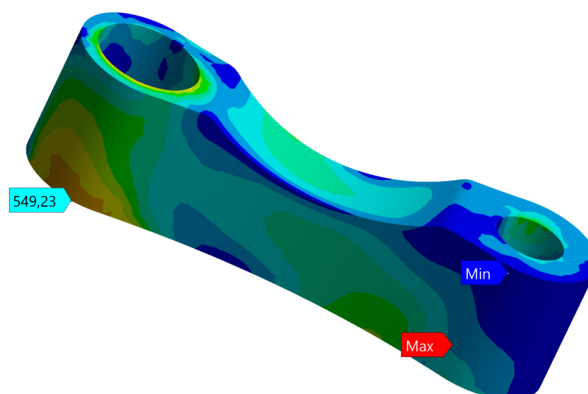
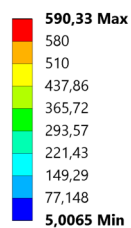
BH: Copy of Copy of Copy of Copy of 3Dcelist_15

Equivalent Stress 10

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1



Obrázek 41: Redukované napětí v odlehčeném táhle - $F_A = 5\,000\text{ N}$

Jednotlivé součásti byly vytisknuty na 3D tiskárně Ultimaker 2+. Pro tisk byl použit plast PLA. Na obrázku 42 je zobrazen konečný model celé hlavy vklíněnce.



Obrázek 42: Vytiskřený model hlavy

Závěr

Tato práce vznikla za účelem vytvořit nový návrh pákového mechanického vklíněnce. Navazuje na studie zabývající se touto problematikou, které vznikly na Vysoké škole báňské-Technické univerzitě Ostrava. Jedním z výsledků těchto studií je patent, jehož majitelem je Vysoká škola báňská-Technická univerzita Ostrava.

V první části této práce byl zhodnocen dosavadní stav problematiky. Byl představen princip fungování vklíněnců na dnes nejpoužívanějším vklíněnci typu Spring Loaded Caming Device. Tento vklíněnc se stal inspirací pro vznik nového zařízení. Proto pro něj byla provedena analýza sil, ze které byly odvozeny matematické vztahy pro odvození tvaru jeho základní součásti - čelisti. Výsledkem této studie byla křivka definující vnější část čelisti.

Dále bylo vysvětleno, jak je pákový mechanický vklíněnc zkonstruován a jak probíhal jeho vývoj. Poslední stav návrhu pákového mechanického vklíněnce měl několik nevýhod. Hlavní nevýhodou bylo jeho nerovnoměrné silové zatížení při různém založení. Tento problém byl způsoben vnějším tvarem jeho čelistí. Další nevýhodou byla jeho vysoká hmotnost.

Cílem této práce tedy bylo: optimalizovat vnější tvar čelisti, provést topologickou optimalizaci pro hlavní součásti a provést pevnostní kontrolu, která ověří, že vklíněnc splňuje normu EN 12276:1998 pro testování vklíněnců. Aby tyto cíle mohly být splněny, bylo nejdříve nutné vypracovat analýzu únosnosti. Ta se věnovala studii sil, které na vklíněnc působí při zatížení předepsané výše zmíněnou normou. Z této studie plyne podmínka prokluzu, která definuje minimální velikost reakčních sil v místě kontaktu vklíněnce se skalou. Tato podmínka se stala základem pro další analýzy.

V další části práce byly popsány jednotlivé parametry pákového mechanického vklíněnce. Pomocí silového rozboru a metody uvolňování těles se povedlo najít vztahy mezi těmito parametry a pomocí prostředí MATLAB odhadnout tvar výsledné vnější křivky. Pomocí souřadnic křivky byl vytvořen dvojrozměrný konečnoprvkový model, který sloužil k ověření, zda vklíněnc splňuje podmínku prokluzu. Výsledky však nesplňovaly tuto podmínku ve všech bodech. Proto byla vytvořena optimalizační

úloha, která dopočítávala a zlepšovala rozměrové parametry. Výsledkem této úlohy byl tvar čelisti, který splňoval podmínku prokluzu ve všech zvolených bodech.

Za účelem topologické optimalizace byl vytvořen trojrozměrný model. Byly nalezeny dvě uložení, při kterých je vklíněnc nejvíce mechanicky namáhán. Pro každé toto uložení byla provedena topologická optimalizace. Výsledky obou úloh topologické optimalizace byly vhodně zkombinovány, čímž vznikl výsledný model čelisti. Výsledný model byl postupně upravován tak, aby byl vyrobitelný metodou obrábění, a tak mohl sloužit jako předloha pro sériovou výrobu.

V poslední části byl optimalizovaný vklíněnc otestován pomocí metody konečných prvků, přičemž byl výpočet nastaven s ohledem na předepsanou normu EN 12276:1998. Základem této normy je, aby vklíněnc zůstal zaklíněn v testovacím zařízení i po působení předepsané síly. Bylo zjištěno, že výsledný vklíněnc splňuje nároky této normy. Pro vklíněnc bylo také uvažováno několikanásobně vyšší zatížení než jaké specifikuje norma. I v těchto případech se na základě výsledků předpokládá, že vklíněnc normu splní, i když bude v některých svých částech trvale poškozen.

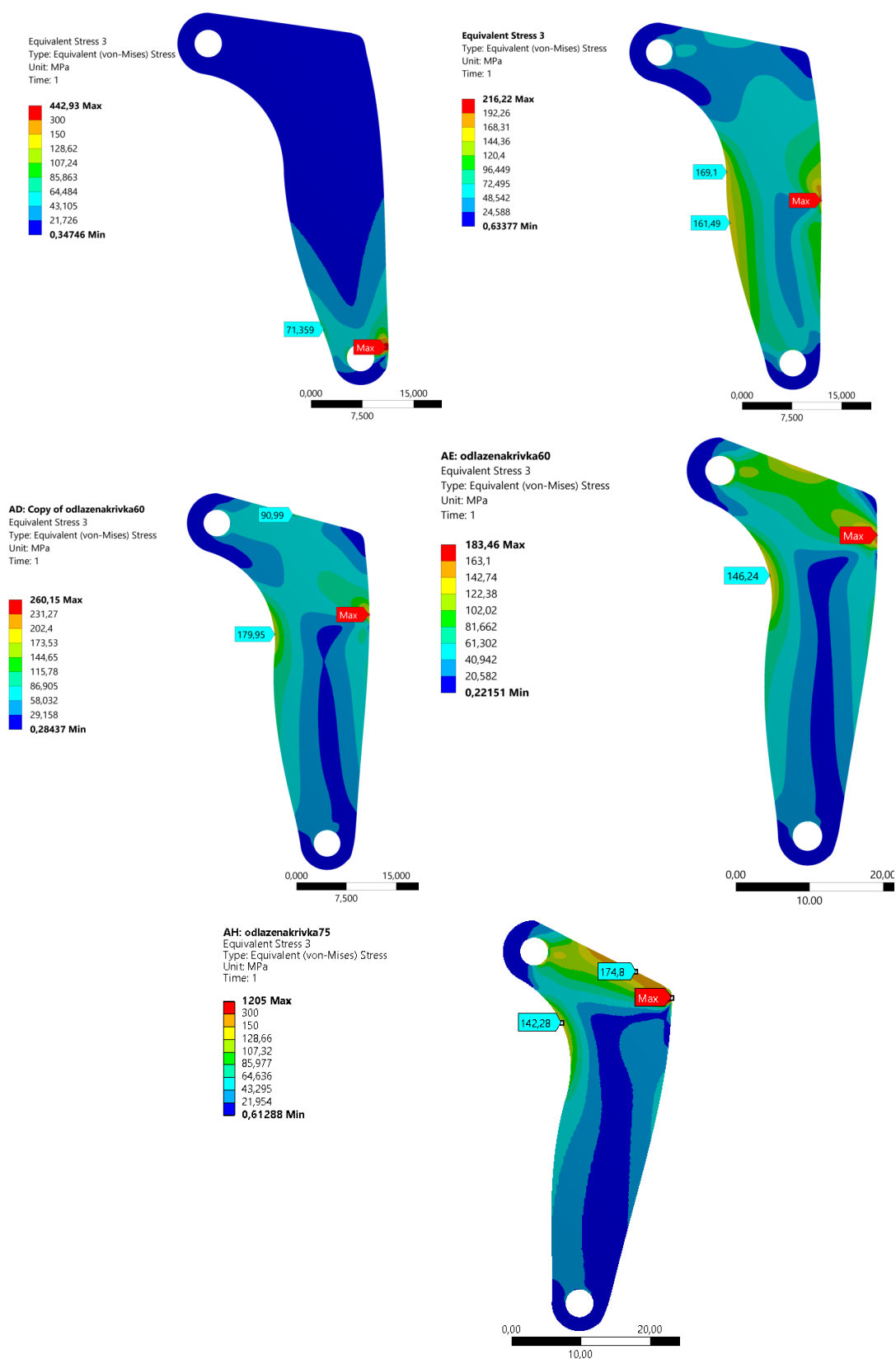
Některé z výsledků této práce byly prezentovány na 16. mezinárodní konferenci pro numerické analýzy a aplikovanou matematiku ICNAAM 2018 v Řecku.

Seznam použité literatury

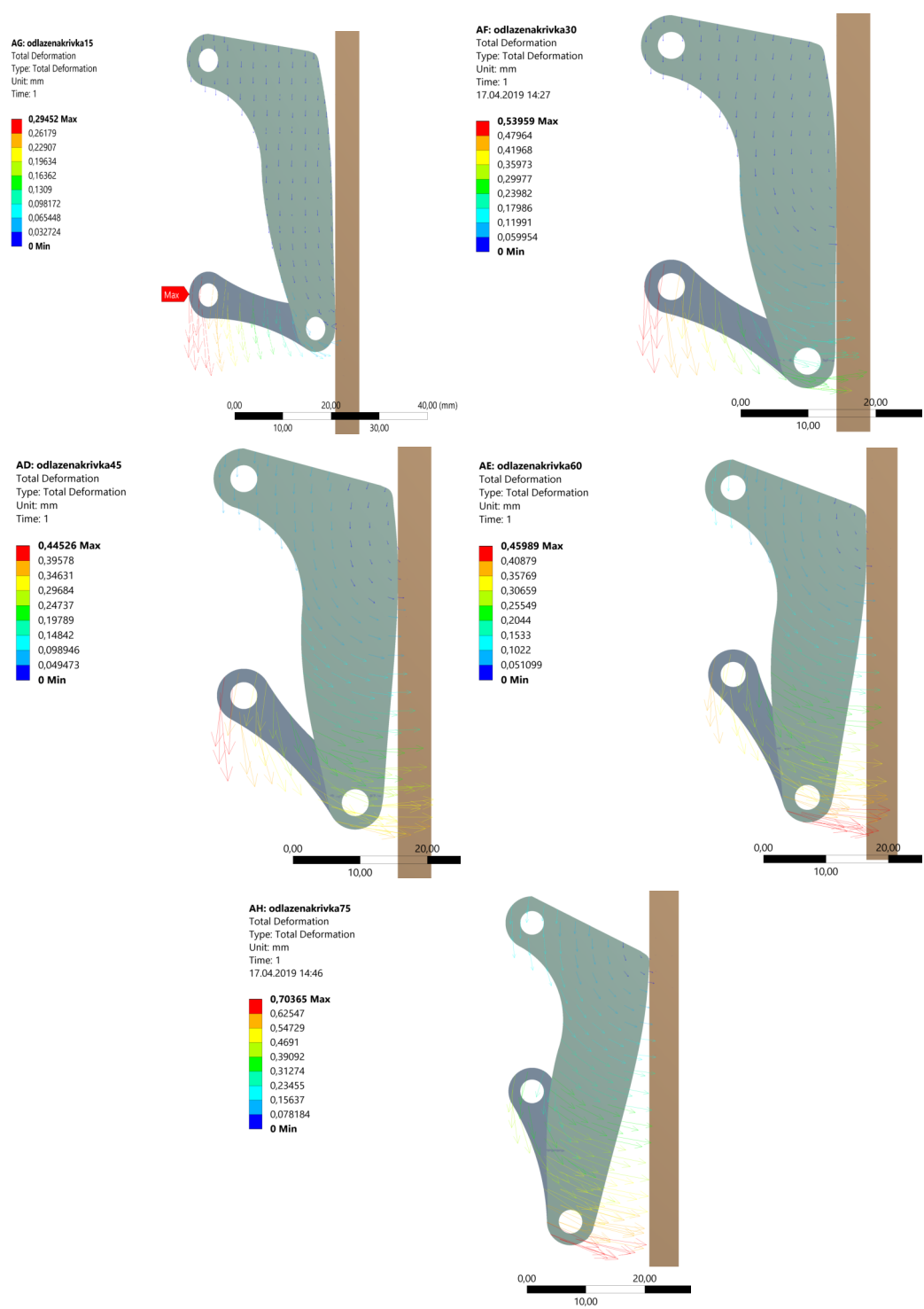
- [1] ZONDLAK, Petr. *Innovation o Lever-type Mechanical Stopper*. Ostrava, 2017. Bakalářská práce. Vysoká škola Báňská – Technická univerzita v Ostravě.
- [2] JARDINE, Raymond. *Climbing aids*. USA. 05/911037. Uděleno 05/30/1978. Zapsáno 01/22/1980.
- [3] Dragon Cams. *DMM* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://dmmclimbing.com/products/Cams/Dragon-Cams>
- [4] DARLING, David J. *The universal book of mathematics: from Abracadabra to Zeno's paradoxes*. Hoboken, N.J.: Wiley, c2004. ISBN 978-047-1270-478.
- [5] MARŠÁLEK, Pavel, Ondřej FRANTIŠEK a Tomáš KARÁSEK. Pákový mechanický vklíněnc. 2015. Česká republika. 2014-826. Uděleno 24.04.2014. Zapsáno 04.11.2015.
- [6] MARŠÁLEK, Pavel. *Návrh a optimalizace mechanického vklíněnce*. Ostrava, 2013. Diplomová práce. Vysoká škola Báňská – Technická univerzita v Ostravě.
- [7] ČSN EN 12276 (942014) Horolezecká výzbroj - Mechanické vklíněnce - Bezpečnostní požadavky a zkušební metody.
- [8] Skewness. *SHARCNET* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/wb_msh/msh_skewness.html
- [9] 7075-T6511 Aluminum. *MakeItFrom.com* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/7075-T6511-Aluminum>
- [10] Aged Grade 300 Maraging Steel. *MakeItFrom.com* [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/Aged-Grade-300-Maraging-Steel>
- [11] HORYL, Petr. *Kontakty u semikoercitivních úloh - Stálý problém* [online]. Ostrava, 2008 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: http://www.ansys.stuba.sk/ANSYS2008/prednasky/SVS%20FEM/Users%20Applications/A8_Horyl_Kontakty_u_semikoercitivnich_uloh%20.pdf. Vysoká škola Báňská – Technická univerzita v Ostravě.
- [12] Fusek, M.; Halama, R.: *MKP a MHP*. Matematika pro inženýry 21.století, ročník 21, 2011.
- [13] SILBERNAGEL, Arnošt. *Nauka o materiálu: struktura a vlastnosti kovových materiálů*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1991. ISBN 80-707-8116-5.
- [14] ROYLANCE, David. *STRESS-STRAIN CURVES*. Cambridge, 2001. Massachusetts Institute of Technology.

- [15] COULES, H. E., D. J. SMITH, P. J. ORROCK, K. ABBURI VENKATA a T. PIRLING. A Combined Experimental and Modelling Approach to Elastic–Plastic Crack Driving Force Calculation in the Presence of Residual Stresses. *Experimental Mechanics*. 2016, 56(8), 1313-1325. DOI: 10.1007/s11340-016-0171-0. ISSN 0014-4851. Dostupné také z: <http://link.springer.com/10.1007/s11340-016-0171-0>
- [16] CHEN, Xuanzhen, Yong PENG, Chao CHEN, Jiahao LI, Kui WANG a Tiantian WANG. Mechanical behavior and texture evolution of aluminum alloys subjected to strain path changes: Experiments and modeling. *Materials Science and Engineering: A*. 2019, 757(8), 32-41. DOI: 10.1016/j.msea.2019.04.091. ISSN 09215093. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0921509319305660>
- [17] *Pružně-plastické deformace v kořenech konstrukčních vrubů- Neuberovo pravidlo: Základy teorie plastických deformací, aproximace pracovního diagramu* [online]. Ostrava [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/prednaska2.pdf?fbclid=IwAR3Apx8YXJ5zQA2_B7eOC8OpiFq1BK4hhl-glW01CyUocH-LiEPrCjOX6-c. Přednáška. Vysoká škola Báňská – Technická univerzita v Ostravě.
- [18] CASATI, Riccardo, Jannis LEMKE, Ausonio TUISSI, Maurizio VEDANI, Kui WANG a Tiantian WANG. Aging Behaviour and Mechanical Performance of 18-Ni 300 Steel Processed by Selective Laser Melting: Experiments and modeling. *Metals*. 2016, 6(9), 32-41. DOI: 10.3390/met6090218. ISSN 2075-4701. Dostupné také z: <http://www.mdpi.com/2075-4701/6/9/218>

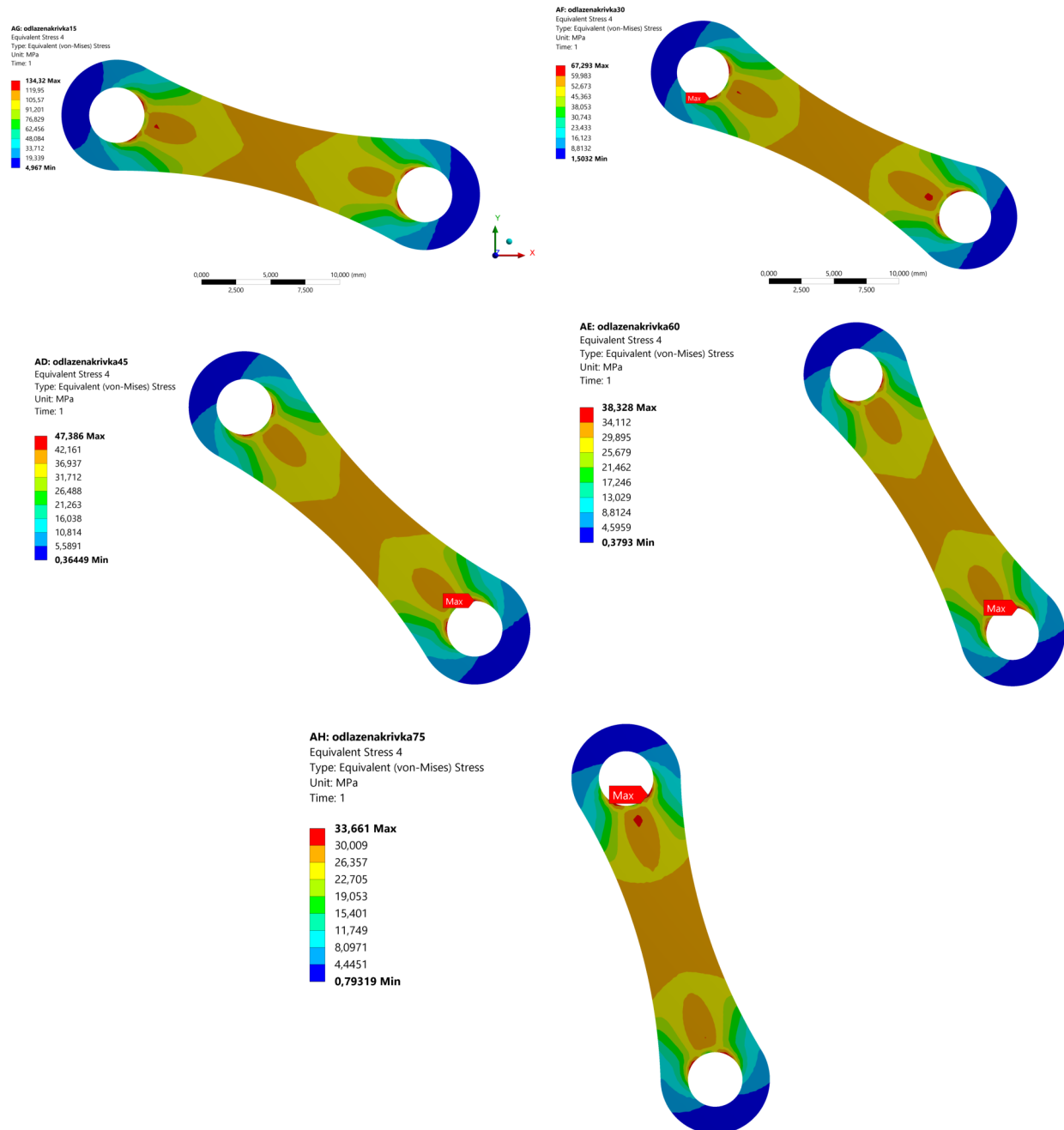
Přílohy



Obrázek 43: Redukované napětí HMH čelistí pro úhel natočení $\varphi = 15^\circ - 75^\circ$



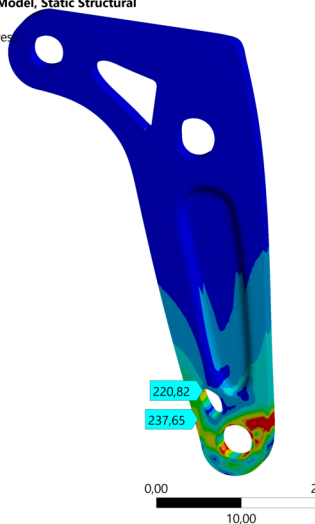
Obrázek 44: Pole posuvů pro úhel natočení $\varphi = 15^\circ - 75^\circ$



Obrázek 45: Redukované napětí HMH táhel pro úhel natočení $\varphi = 15^\circ - 75^\circ$

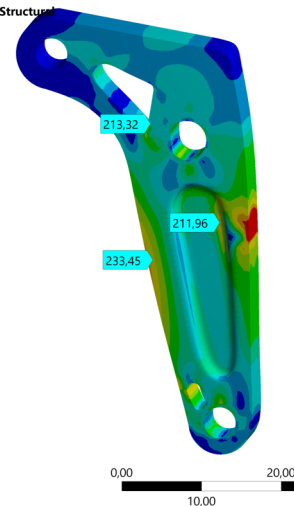
AV: Copy of Copy of Copy of Model, Static Structural
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1

532,09 Max
 250
 218,78
 187,56
 156,34
 125,13
 93,906
 62,688
 31,469
 0,25006 Min



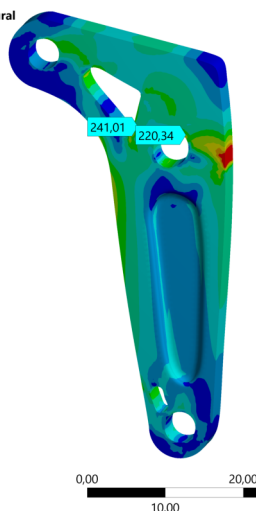
AU: Copy of Copy of Model, Static Structural
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1

366,87 Max
 250
 218,94
 187,88
 156,82
 125,77
 94,708
 63,649
 32,591
 1,5325 Min



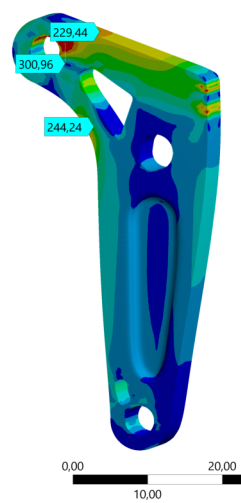
AU: Copy of Copy of Model, Static Structural
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1

377,24 Max
 250
 218,93
 187,87
 156,8
 125,73
 94,668
 63,601
 32,535
 1,4682 Min



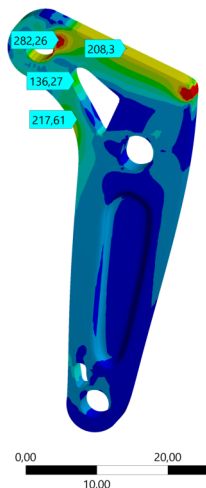
AU: Copy of Copy of Model, Static Structural
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1

405,77 Max
 250
 218,86
 187,73
 156,59
 125,45
 94,317
 63,181
 32,044
 0,90769 Min



AU: Copy of Copy of Model, Static Structural
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1

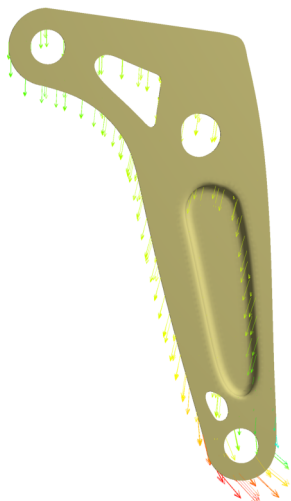
859,69 Max
 250
 218,82
 187,65
 156,47
 125,29
 94,114
 62,936
 31,759
 0,58178 Min



Obrázek 46: Redukované napětí HMH pro čelist po topologické optimalizaci

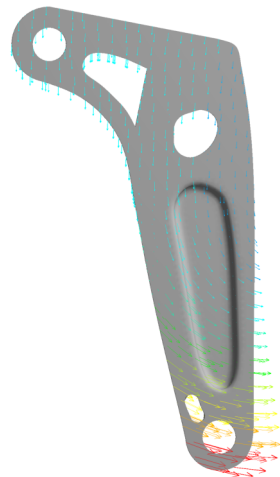
AX: 3Dcelist_15
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

0,079146 Max
0,070352
0,061558
0,052764
0,04397
0,035176
0,026382
0,017588
0,008794
0 Min



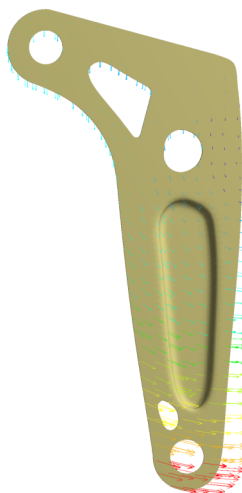
AV: Copy of Model, Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

0,42559 Max
0,3783
0,33101
0,28372
0,23644
0,18915
0,14186
0,094575
0,047287
0 Min



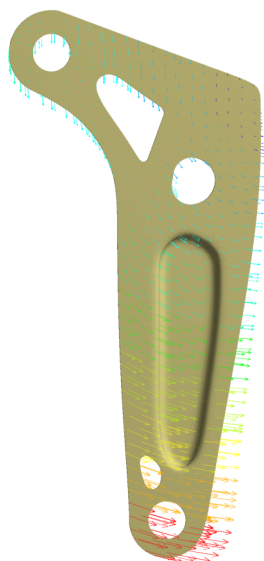
AY: 3Dcelist_45
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

0,46047 Max
0,40931
0,35814
0,30698
0,25582
0,20465
0,15349
0,10233
0,051163
0 Min



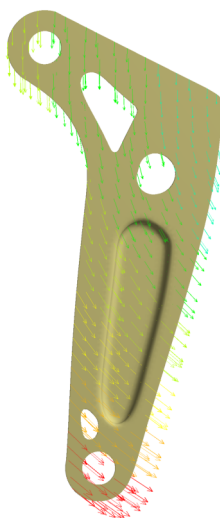
AZ: 3Dcelist_60
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
28.04.2019 14:52

0,82647 Max
0,73464
0,64281
0,55098
0,45915
0,36732
0,27549
0,18366
0,091831
0 Min



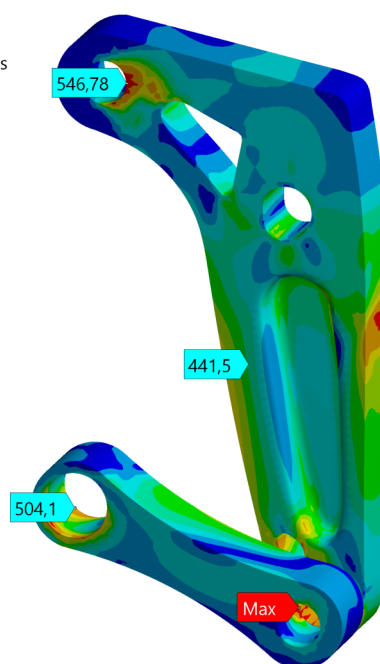
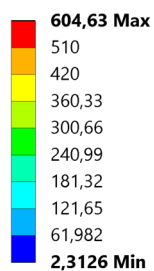
BA: 3Dcelist_75
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1

0,72507 Max
0,64451
0,56394
0,48338
0,40282
0,32225
0,24169
0,16113
0,080563
0 Min



Obrázek 47: Celková deformace pro čelisti po topologické optimalizaci

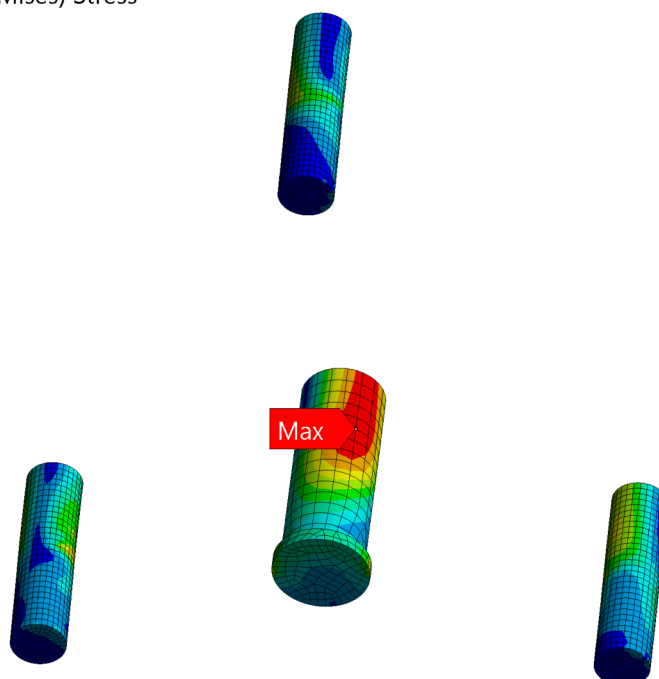
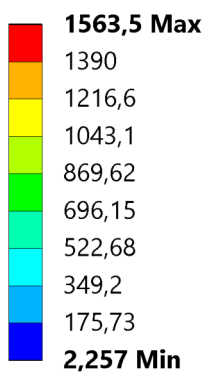
BF: 5000
 Equivalent Stress 4
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1



n

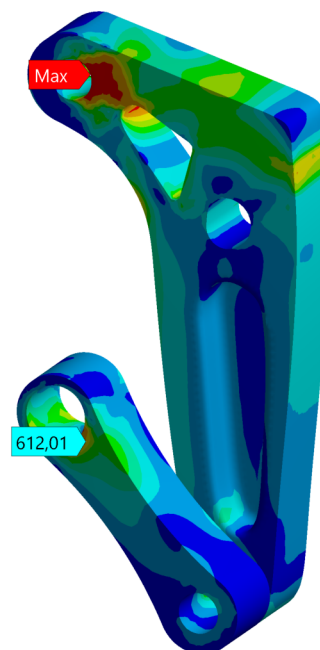
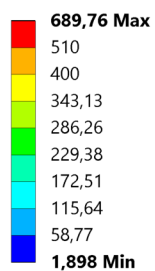
Obrázek 48: Redukované napětí v čelisti a táhlu - s_1 , $F_A = 5\,000\text{ N}$

BF: 5000
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1



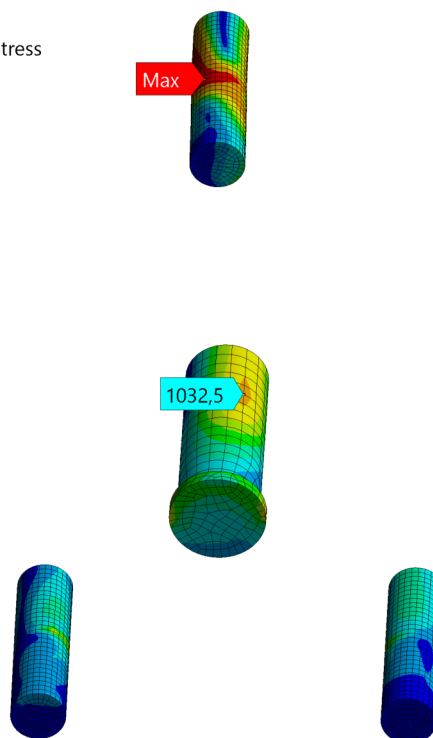
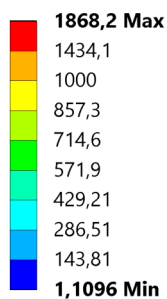
Obrázek 49: Redukované napětí v čepech - s_1 , $F_A = 5\,000\text{ N}$

BH: Copy of ulozeni25000
 Equivalent Stress 4
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1



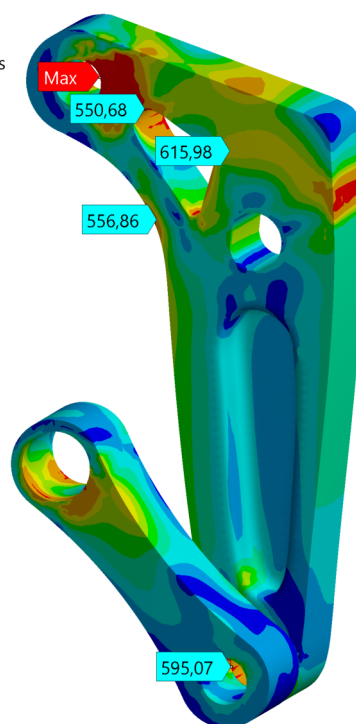
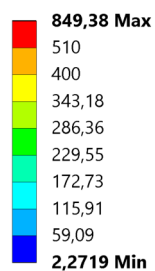
Obrázek 50: Redukované napětí v čelisti a táhlu - s_2 , $F_A = 5\,000\text{ N}$

BH: Copy of ulozeni25000
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1



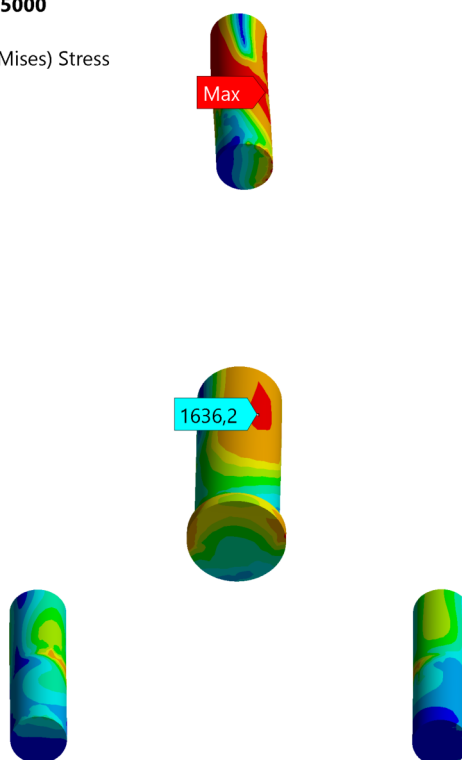
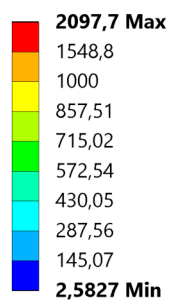
Obrázek 51: Redukované napětí v čepích - s_2 , $F_A = 5\,000\text{ N}$

BH: Copy of ulozeni25000
 Equivalent Stress 4
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1



Obrázek 52: Redukované napětí v čelisti a táhlu - s_2 , $F_A = 7\,500\text{ N}$

BH: Copy of ulozeni25000
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1



Obrázek 53: Redukované napětí v čepech - s_2 , $F_A = 7\,500\text{ N}$

Seznam příloh

Příloha A *Obrázek 43: Redukované napětí HMH čelistí pro úhel natočení $\varphi = 15^\circ - 75^\circ$*

Příloha B *Obrázek 44: Síť*

Příloha C *Obrázek 45: Redukované napětí HMH táhel pro úhel natočení $\varphi = 15^\circ - 75^\circ$*

Příloha D *Obrázek 46: Redukované napětí HMH pro čelist po topologické optimalizaci*

Příloha E *Obrázek 47: Celková deformace pro čelisti po topologické optimalizaci*

Příloha F *Obrázek 48: Redukované napětí v čelisti a táhlu – s_1 , $F_A = 5\,000\text{ N}$*

Příloha G *Obrázek 49: Redukované napětí v čepech – s_1 , $F_A = 5\,000\text{ N}$*

Příloha H *Obrázek 50: Redukované napětí v čelisti a táhlu – s_2 , $F_A = 5\,000\text{ N}$*

Příloha CH *Obrázek 51: Redukované napětí v čepech – s_2 , $F_A = 5\,000\text{ N}$*

Příloha I *Obrázek 52: Redukované napětí v čelisti a táhlu – s_2 , $F_A = 7\,500\text{ N}$*

Příloha J *Obrázek 53: Redukované napětí v čepech – s_2 , $F_A = 7\,500\text{ N}$*

Seznam obrázků

- Obrázek 1: *Založení SLCD*
Obrázek 2: *SLCD*
Obrázek 3: *Konstantní třecí úhel ϕ pro jiné uložení*
Obrázek 4: *Odvození tvaru vnější čelisti*
Obrázek 5: *Výsledná vnější křivka pro čelist SLCD*
Obrázek 6: *Model pákového mechanického vklíněnce*
Obrázek 7: *Původní návrh*
Obrázek 8: *Ekvivalentní redukované napětí pro původní návrh*
Obrázek 9: *Přepřacovaný pákový mechanický vklíněnc*
Obrázek 10: *Redukované napětí HMH po přepřacování*
Obrázek 11: *Reakční síly před optimalizací*
Obrázek 12: *Schéma zatíženého vklíněnce*
Obrázek 13: *Silový rozbor*
Obrázek 14: *Graf vnější křivky*
Obrázek 15: *Sít' rovinného modelu*
Obrázek 16: *Okrajové podmínky pro rovinnou úlohu*
Obrázek 17: *Vyhodnocení reakční síly*
Obrázek 18: *Reakční síly před a po optimalizaci*
Obrázek 19: *Výsledná křivka vnější části čelisti*
Obrázek 20: *Vyhodnocení posuvů pro rovinnou úlohu*
Obrázek 21: *Vykreslení pole redukovaného napětí*
Obrázek 22: *Okrajové podmínky pro topologickou optimalizaci*
Obrázek 23: *Vysít'ovaný model čelisti*
Obrázek 24: *Redukované napětí pro čelist před topologickou optimalizací*
Obrázek 25: *Topologická optimalizace dolní části*
Obrázek 26: *Nový model a vypočtené napětí*
Obrázek 27: *Topologická optimalizace horní části čelisti*
Obrázek 28: *Výsledný model čelisti*
Obrázek 29: *Výsledná napjatost v modelu čelisti*
Obrázek 30: *Bilineární materiálový model pro hliníkovou slitinu ČSN 312461*
Obrázek 31: *Bilineární materiálový model pro AISI 18 Ni 300*
Obrázek 32: *Konečnoprvková sít' výsledného modelu*
Obrázek 33: *Okrajová podmínka pro symetrii*
Obrázek 34: *Zatěžující síla a vetknutí*
Obrázek 35: *Kontakty mezi tělesy*
Obrázek 36: *Celkové pole posuvů pro první uložení*
Obrázek 37: *Redukované napětí v čelisti a táhlu – s_1 , $F_A = 2\,500\text{ N}$*
Obrázek 38: *Pole redukovaného napětí v čepech – s_1 , $F_A = 2\,500\text{ N}$*
Obrázek 39: *Redukované napětí v čepech – s_2 , $F_A = 2\,500\text{ N}$*
Obrázek 40: *Redukované napětí v čepech – s_2 , $F_A = 2\,500\text{ N}$*
Obrázek 41: *Redukované napětí v odlehčeném táhle – $F_A = 5\,000\text{ N}$*
Obrázek 42: *Vytištěný model hlavy*

Seznam tabulek

- Tabulka 1: *Materiálové parametry původního návrhu*
- Tabulka 2: *Vztah mezi úhlem φ a šířkou spáry s [1]*
- Tabulka 3: *Materiálové parametry po přepracování [1]*
- Tabulka 4: *Nové materiálové parametry [9], [10]*
- Tabulka 5: *Vztah mezi úhlem natočení φ a šířkou spáry s po optimalizaci*
- Tabulka 6: *Parametry tvaru vnější křivky čelisti*
- Tabulka 7: *Vztah mezi úhlem natočení φ a šířkou spáry s po optimalizaci*
- Tabulka 8: *Materiálová data pro stanovení tečného modulu pro ČSN 31 2448 [16]*
- Tabulka 9: *Materiálová data pro stanovení tečného modulu pro AISI 18 Ni 300 [18]*
- Tabulka 10: *Koeficienty tření mezi materiály [6]*
- Tabulka 11: *Napětí pro uložení s_1*
- Tabulka 12: *Napětí pro uložení s_2*